

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

15.12.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

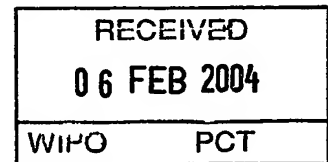
This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2003年10月27日

出願番号
Application Number: 特願2003-366354

[ST. 10/C]: [JP 2003-366354]

出願人
Applicant(s): 日本精工株式会社



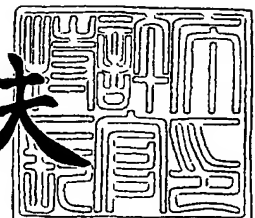
BEST AVAILABLE COPY

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2004年 1月23日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



【書類名】 特許願
【整理番号】 P046563
【提出日】 平成15年10月27日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 G01L 5/00
G01P 15/00
F16C 13/02
F16C 41/00

【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内
【氏名】 石川 寛朗

【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵜沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内
【氏名】 中込 義史

【特許出願人】
【識別番号】 000004204
【氏名又は名称】 日本精工株式会社

【代理人】
【識別番号】 100105647
【弁理士】
【氏名又は名称】 小栗 昌平
【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】
【識別番号】 100105474
【弁理士】
【氏名又は名称】 本多 弘徳
【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】
【識別番号】 100108589
【弁理士】
【氏名又は名称】 市川 利光
【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】
【識別番号】 100115107
【弁理士】
【氏名又は名称】 高松 猛
【電話番号】 03-5561-3990

【選任した代理人】
【識別番号】 100090343
【弁理士】
【氏名又は名称】 栗宇 百合子
【電話番号】 03-5561-3990

【先の出願に基づく優先権主張】
【出願番号】 特願2002-334105
【出願日】 平成14年11月18日

【先の出願に基づく優先権主張】
【出願番号】 特願2002-338366
【出願日】 平成14年11月21日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2002-342640

【出願日】 平成14年11月26日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2003- 11459

【出願日】 平成15年 1月20日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2003- 16601

【出願日】 平成15年 1月24日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2003- 24355

【出願日】 平成15年 1月31日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2003- 26419

【出願日】 平成15年 2月 3日

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2003-365350

【出願日】 平成15年10月24日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 092740

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 特許請求の範囲 1

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0002910

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法。

【請求項 2】

車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、各車輪の横方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法。

【請求項 3】

車両の駆動輪を有する各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法。

【請求項 4】

前記請求項 1 記載の方法を用いた車両。

【請求項 5】

前記請求項 2 記載の方法を用いた車両。

【請求項 6】

前記請求項 3 記載の方法を用いた車両。

【請求項 7】

車輪の進行方向の加速度を測定する加速度センサと、車輪の回転角速度を測定する回転センサとを有する車軸ユニット、又は車輪支持用転がり軸受ユニット。

【請求項 8】

車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の加速度センサと、車輪の回転センサとを使う車両制御装置。

【請求項 9】

前記請求項 8 の加速度センサと、回転センサを有する車輪支持用転がり軸受ユニット。

【請求項 10】

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転センサと、前記静止部材に取付けられて、前記車輪ユニットの進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニット。

【請求項 11】

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニット。

【請求項 12】

回転輪と、静止輪と、前記静止輪と前記回転輪との間に配置された複数の転動体と、前記回転輪に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止輪に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止輪に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪支持用転がり軸受ユニット。

【請求項 13】

車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられ、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する半導体式の加速度センサと、を有する車輪ユニット。

【請求項 14】

車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使う車両の制御方法。

【請求項 1 5】

前記請求項 1 に記載の測定方法、または前記請求項 1 4 に記載の車両の制御方法を用いるために車輪に設けられた加速度センサと回転速度センサとを有することを特徴とするセンサ。

【請求項 1 6】

前記請求項 1 5 に記載のセンサを備えていることを特徴とするベアリング。

【請求項 1 7】

前記請求項 1 に記載の測定方法、または前記請求項 1 4 に記載の車両の制御方法を用い、自動車の走行状態を制御することを特徴とするコントロールシステム。

【書類名】明細書

【発明の名称】スリップセンサ付き車軸ユニット及びスリップ測定方法

【技術分野】

【0001】

本発明は自動車のスタビリティコントロール（安定走行制御）に用いるスリップセンサ付き車軸ユニット及びスリップ測定方法に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、車両にスタビリティコントロールシステムが採用されている（例えば、特許文献1）。それには、各車輪毎のスリップ率、スリップ状態を高い精度で測定するスリップセンサが望まれていた。また、そのスリップセンサを用いてスタビリティコントロールに必要な条件を測定する方法が望まれていた。（スリップ率とは、タイヤの周速とタイヤの進行速度（対地速度）の差を表したものである。一般にタイヤが地面をグリップしている時でも部分スリップによってスリップ率が、0.001、0.01、0.1などになると言われている。）

【特許文献1】特開2003-118554号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

ところで、TCSやABSやスタビリティコントロールなどの制御精度を高めるためには、各車輪のスリップ率を精度良く測定する必要がある。

しかしながら、車輪のスリップ率は、車輪の回転速度と、車体の路面に対する速度（対地速度）の双方より求まるものであり、上述した従来技術によれば車輪の回転速度は精度良く検出できるが、車体速度を直接求めることができないため、例えばスリップ率は4輪の回転速度から総合的に推定する他なかった。その結果、特に車両旋回時の各車輪毎のスリップ率、スリップ状態を正確に求められないという問題があった。

【0004】

本発明は、上記事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、車輪のスリップ率を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できるようにするスリップセンサ付き車軸ユニット及び車輪のスリップ率測定方法を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0005】

1) 本発明は、車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法である。

2) 本発明は、車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、各車輪の横方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法である。

3) 本発明は、車両の駆動輪を有する各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使い、車輪の走行状態を測定する方法である。

【0006】

4) 本発明は、前記1)記載の方法を用いた車両である。

5) 本発明は、前記2)記載の方法を用いた車両である。

6) 本発明は、前記3)記載の方法を用いた車両である。

【0007】

7) 本発明は、車輪の進行方向の加速度を測定する加速度センサと、車輪の回転角速度を測定する回転センサとを有する車軸ユニット、又は車輪支持用転がり軸受ユニットである。

【0008】

8) 本発明は、車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の加速度センサと、車輪の回転センサとを使う車両制御装置である。

【0009】

9) 本発明は、前記8)の加速度センサと、回転センサを有する車輪支持用転がり軸受ユニットである。

【0010】

10) 本発明は、静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転センサと、前記静止部材に取付けられて、前記車輪ユニットの進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットである。

【0011】

11) 本発明は、静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットである。

【0012】

12) 本発明は、回転輪と、静止輪と、前記静止輪と前記回転輪との間に配置された複数の転動体と、前記回転輪に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止輪に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止輪に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪支持用転がり軸受ユニットである。

【0013】

13) 本発明は、車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられ、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する半導体式の加速度センサと、を有する車輪ユニットである。

【0014】

14) 本発明は、車両の各車軸ユニットに取付けられた、各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使う車両の制御方法である。

15) 本発明は、前記4)に記載の測定方法、または前記14)に記載の車両の制御方法を用いるために車輪に設けられた加速度センサと回転速度センサとを有することを特徴とするセンサである。

【0015】

16) 本発明は、前記15)に記載のセンサを備えていることを特徴とするベアリングである。

【0016】

17) 本発明は、前記1)に記載の測定方法、または前記14)に記載の車両の制御方法を用い、自動車の走行状態を制御することを特徴とするコントロールシステムである。

【発明の効果】

【0017】

本発明によれば、車輪のスリップ率、スリップ状態を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、本発明に係る複数の好適な実施の形態例を図面に基づいて詳細に説明する。

次に、図1～図32を参照して、本発明の第1実施形態に係る車輪のスリップ率測定方法について説明する。

図1に示すように、車輪支持部材であるナックルに取り付けられた転がり軸受ユニット（ホイール軸受ユニットとも言う。）を含む車軸ユニット（または車輪ユニット）210は、加速度センサと回転センサとが、一体化されたスリップセンサ211を有している。スリップセンサ211は、基底面に回転センサ222を配して、この回転センサは、回転部材212に取付けられたエンコーダ213に対向して配されている。なお、転がり軸受ユニットには、ブレーキロータやタイヤが付いている。

【0019】

図2に示すように、スリップセンサ211の加速度センサ221は、x方向（車輪進行方向）とy方向（車輪横方向）に各々2個、z方向（車輪縦方向）に1個取付けられている。なお3軸の加速度センサと、2軸（x、y軸）の角加速度センサを一体化したセンサを用いてもよい。（このセンサも、本発明に含まれる）。例えば、株式会社ワコーから、以下の製品及び特許文献が開示されている。

US 6 282 956 Multi-axial Angular velocity sensor

US 6 269 697 Angular velocity sensor using piezoelectric element

US 6 098 461 Acceleration sensor using piezoelectric element

US 5 850 040 Multi-axial acceleration sensor using

なお、y方向の加速度センサ221は、旋回時に必要となる。また、z方向の加速度センサ221は、路面の凹凸による振動成分の影響を補正するために用いるものであるがなくてもよい。

更に、車体の対地速度を求める場合、加速度センサは車体に設けてもよい。その場合は、各車輪の対地速度を車体の対地速度と以下読み替える。その場合、直進時では各車輪の加速度や対地速度は車体の加速度や対地速度と置き換えるとよい。

【0020】

初めに各車輪の対地速度Vを求める。図3に示すように、実走行時には、各車輪において、特に駆動輪では駆動時に車輪の半径Rで、部分スリップが生じて一定の速度が出ている。これを仮に、部分スリップが0で同じ速度が出ていると仮定すると、各車輪の半径が小さく変化していると考えることができ、この各車輪の半径を仮想半径rとする。仮想半径は、駆動時には、実際の半径より小さくなり、逆に制動時には大きくなる。

【0021】

各転がり軸受ユニット（又は車輪支持部材、又は、車軸ユニット、又は車輪ユニット）210に取付けた回転センサ222により検出される車輪回転角速度 ω と、各車輪支持部材に取り付けた加速度センサ221から検出される各車輪のx方向についての加速度 α_x を用いると、各車輪の対地速度Vは、次式で表される。

【0022】

【数1】

$$V = r\omega \quad \dots (101)$$

【0023】

ここで、仮想半径rが一定（以下、 $r = \text{const}$ と表す）と仮定して、上式を時間微分（式中'で表す）して、式の変形を行うと、仮想半径rは次式のように表される。

【0024】

【数2】

$$V' = r\omega' \quad \dots (102)$$

【0025】

【数3】

$$\alpha_x = r\omega' \quad \dots (103)$$

【0026】

【数4】

$$r = \frac{\alpha_x}{\omega'} \quad \dots (104)$$

【0027】

次に、各車輪支持部材（車軸ユニットあるいは車輪ユニット）210に取付けた加速度センサ221で検出した加速度 α_x と、回転センサ222で検出した回転角速度 ω を用いて、(101)式と(104)式から次式のように、各車輪の対地速度 V を求めることができる。

【0028】

【数5】

$$V = r\omega = \frac{\alpha_x}{\omega'}\omega \quad \dots (105)$$

【0029】

なお、厳密には仮想半径 r が一定の時に、(105)式は成り立つが、各車輪において α_x/ω' が、ほぼ一定の時、各車輪の対地速度 V を(105)式から求める。ここで、 α_x/ω' がほぼ一定とは、例えば1秒間で、10mm又は1mm以内の変化、又はサンプリング間隔内で10mm又は1mm以内の変化とする。また、上記条件が成り立たなくなった時、すなわち、 α_x/ω' が、ほぼ一定となくななくなった時の時間を t_1 、その時の対地速度を V_{t1} とすると、その後の各車輪の対地速度 V は、次式で求まる。

【0030】

【数6】

$$V = V_{t1} + \int_{t_1}^t \alpha_x dt \quad \dots (106)$$

【0031】

そして、再び、 α_x/ω' がほぼ一定となった時に、各車輪の対地速度 V は、 $(\alpha_x/\omega') \cdot \omega$ の値に入れ換える事により、常時、高精度に各車輪の対地速度 V を求めることができる。なお、 $\alpha_x/\omega' \approx \text{const}$ かどうかは、例えば1秒間で、10mm又は1mm以内の変化、又はサンプリング間隔内で10mm又は1mm以内の変化とすることを測定することで、判断できる。

【0032】

次に、路面勾配角度 β の影響を除去する。図4に示すように、斜面走行時は、加速度センサ221がピエゾ素子式、圧電素子式、歪ゲージ式等、加速度により発生する力を利用する加速度センサの場合は、路面勾配角度 β の影響が出るので、それを除去する必要がある。加速度センサの出力は x 方向、すなわち車両の進行方向に加速したときの出力を正と

する。真の加速度 α_{xr} は、加速度センサ 221 の出力 α_{xa} から、重力成分 $g \sin \beta$ を除去し、次式で求まる。

【0033】

【数7】

$$\alpha_{xr} = \alpha_{xa} - g \cdot \sin \beta \quad \dots (107)$$

【0034】

上り坂では、 β は正となり、下り坂では、 β は負の値となる。 $\omega \doteq \text{const}$ の時、おおよそ、 $\alpha_{xr} \doteq 0$ となるので、路面勾配角度 β は、次式のように求めることができる。ここで、 $\omega \doteq \text{const}$ とは、測定時の ω_1 と、一定時間 Δt 後の ω_2 の比を測定し、判断する。例えば、 ω_2 / ω_1 が $\pm 1\%$ 又は 0.1% 以内であれば、 $\omega \doteq \text{const}$ と判断する。

【0035】

【数8】

$$\sin \beta = \frac{\alpha_{xa}}{g} \quad \dots (108)$$

【0036】

上記条件とならない時は、同じ方向の加速度を検出する 2 つの加速度センサ 221 を図 5 (a) のように上に S1、下に S2 を配置し、その出力 α_{xa1} 、 α_{xa2} 、両センサ間の距離 d 、上記条件がくずれた時間を t_1 、上記条件がくずれる直前の路面勾配角度 β_{t_1} として、次式から、その後の路面勾配角度 β を求める (図 5 (b) 参照)。

【0037】

【数9】

$$\beta = \int_{t_1}^t \int \{ (\alpha_{xa2} - \alpha_{xa1}) / d \} dt^2 + \beta_{t_1} \quad \dots (109)$$

【0038】

(109) 式中の $(\alpha_{xa2} - \alpha_{xa1}) / d$ は、路面勾配角度による角加速度の差であるので、2 回積分することで、路面勾配角度の変動分が求まる。また、再び、 $\omega \doteq \text{const}$ となったら、(108) 式で求めた値に入れ換える。これによって、路面勾配角度は、常時高精度に求められる。なお、以後、加速度 α_x とは、真の加速度 α_{xr} のことを表すものとする。

【0039】

次にタイヤのスリップ率 S について説明する。タイヤのスリップ率 S は、以下に示す式で定義される。ここで、 V_θ は、タイヤの周速度である。

【0040】

【数10】

$$S = 1 - \frac{V}{V_\theta} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots (110)$$

$$S = 1 - \frac{V_\theta}{V} \quad (\text{制動時}) \quad \dots (110)$$

【0041】

タイヤ周速度 V_Θ は、タイヤ実半径 R と、回転センサ 222 より検出される回転角速度 ω の積として求まる。すなわち、 $V_\Theta = R\omega$ である。

また、各車輪の対地速度 V は、式 (105) 及び式 (106) によって常時求まっているので各タイヤのスリップ率は、(110) 式より次式から求められる。

【0042】

【数11】

$$\begin{aligned} S &= 1 - \frac{V}{R\omega} & (\text{駆動時}) & \dots (111) \\ S &= 1 - \frac{R\omega}{V} & (\text{制動時}) & \dots (111) \end{aligned}$$

【0043】

ここで、各車輪（タイヤ）の実半径 R は、対地速度 V が (105) 式、(106) 式で常時求まっているので、 $R = V/\omega$ で求まる。ただし、 $R = V/\omega$ が成り立つのは、従動輪の場合では、ブレーキをかけない時は常時成り立ち、駆動輪の場合では、タイヤのスリップ率が、ほぼ 0、例えば、 $S = 0.01$ 以内、あるいは 0.001 以内である場合に成り立つ。

【0044】

次に駆動輪のタイヤのスリップ率がほぼ 0 になる条件、つまり、ニュートラル状態となる条件を示す。ニュートラル状態では、タイヤの走行抵抗と空気抵抗等の影響を受けなければ、図 6 に示すように、路面勾配角度 β を考慮して、次式のようになる。

【0045】

【数12】

$$\alpha_x \cong -g \sin \beta \quad \dots (112)$$

【0046】

このニュートラル条件で実際に R を求めるためには、さらにブレーキをかけない状態で、ほぼ直進時（直進時の定義については後述する）に R を求めればよい。

【0047】

実際には、駆動輪においては、タイヤの走行抵抗と空気抵抗等により、ニュートラル条件（ $\alpha_x \cong -g \sin \beta$ ）であってもニュートラルではなくスリップ率がある。よって、自然風のない時の平地での実験等により、対地速度 V におけるニュートラル状態に対応する加速度 α_{xN} （負の値）を加え、例えば、 $V = 10, 20, 30, 40, 50$ (km/h) に対応する各 α_{xN} の値を記憶させ、それを加え、次式が成り立つ時、ニュートラル状態とする。

【0048】

【数13】

$$\alpha_x \cong -g \sin \beta + \alpha_{xN} \quad \dots (113)$$

【0049】

R は (113) 式の条件の時、何回か測って平均してもよい。

【0050】

なお、 α_{xN} を記憶させない場合は、タイヤの走行抵抗および空気抵抗等の影響が小さい時、つまり、低速走行時において (112) 式が成り立つ時を、ニュートラル状態とすればよい。

また、本計算では自然風（以下、風とする）など外力の影響がないものとしているが、風などの外力を考慮する場合は、前記の (113) 式の状態でも、スリップが生じる。そ

のため、自動車の速度やエンジン回転数に対して駆動力も出ないし、エンジンブレーキもかからない条件（例えば、エンジンスロットルの開度など）を記憶させ、その条件の時以外は、Rの測定を行わないようにする。尚、クラッチが切れていてブレーキが効いていない時は、従動輪と同様にニュートラル状態と見なしてもよい。

【0051】

また、各車輪のスリップ率が小さい条件、すなわち、低加速度で路面勾配角度が小さい時、つまり α_x も $-g \sin \beta$ も小さい時で、さらに空気抵抗が小さい時（つまり、低速度：10 km/h 以下）の時の r を平均して、Rとしてもよい。

尚、自動車の電気系統（電源）が切れる場合は、Rの値を記憶し、次に乗った時にRが求まるまで、その値を使用する。

以上のようにして、車輪の実半径Rが求まるので（111）式により各車輪の正確なスリップ率を常時求めることができる。

【0052】

なお、このように各タイヤの実半径が求まると、タイヤの異常検出にも役立つ。例えば、各タイヤがパンクした場合の異常検出は、以下に示すことを行うとよい。

まず、仮想半径 r 又は実半径Rが急激に小さくなった場合、アクセルスロットを閉じる。その後、仮想半径 r 又はRが大きくなり、戻る場合には、単にスリップであり、戻らない場合は、パンクの可能性があるため、停止を促す。

また、 t_1 時から t_2 時への1つの車輪のタイヤ半径減少率 $(R_{t1} - R_{t2}) / R_{t2}$ が、他の車輪のタイヤ半径減少より大きい（例えば、2～5秒で10%以上、5～20秒で5%以上）時に、同様の制御を行うとよい。

【0053】

次に、直線時の路面摩擦係数の求め方について説明する。

直進時で、部分スリップしている状態の、各車輪の路面摩擦係数をスリップ率Sを用いて求める。なお、直進時とは、各車輪の進行方向のx方向加速度 α_{xn} ($n=1, 2, 3, 4$) が、ほぼ等しい、あるいは、各車輪の横方向のy方向加速度 α_{yn} ($n=1, 2, 3, 4$) が、ほぼ0である時のことである。

ここで、車輪1、2、3、4およびx、y方向は、図7に示すように定められる。各車輪のスリップ率Sと縦荷重 F_z と車重Mによる慣性力（inertial force）を用いて、路面摩擦係数 μ を求める。部分スリップしている状態では、図8のように各車輪に作用するx方向の駆動力 F_{xn} と、スリップ率 S_n 、路面摩擦係数 μ_n 、各車輪の縦荷重 F_{zn} には、一般的に次式が成り立つものとする。（スリップ率Sが小さい領域では、 F_x はSに対して、ほぼ直線的に変化するものとする。実際には、 F_{xn} は S_n に対して曲線的に変化すると考えられるが、ここでは直線的とする。）なお、曲線の変化で計算する方法は後で述べる。なお、 k_b は、タイヤのゴム材質、トレッドパターン等の構造などにより決まる定数である。

【0054】

【数14】

$$F_{x1} = 1/k_b \mu_1 F_{z1} S_1 \quad \dots (114-1)$$

$$F_{x2} = 1/k_b \mu_2 F_{z2} S_2 \quad \dots (114-2)$$

$$F_{x3} = 1/k_b \mu_3 F_{z3} S_3 \quad \dots (114-3)$$

$$F_{x4} = 1/k_b \mu_4 F_{z4} S_4 \quad \dots (114-4)$$

【0055】

車体の駆動力 F_{xc} は、重心での加速度 α_{xc} 、車重（質量）Mとすると、重心での運動方程式を考え、次式で表される。車体質量Mと加速度 α の積 $M\alpha$ は、車体質量による慣性力（inertial force）である。なお、直進時の重心加速度 α_{xc} は、各車輪のx方向加速度 α_{xn} ($n=1 \sim 4$) の平均値として求める。なお、運動方程式中では重力による加速度成分

を、加える必要がある。

【0 0 5 6】

【数 1 5】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \sin \beta) \quad \dots (1 1 5)$$

【0 0 5 7】

実際には、車両には空気抵抗やタイヤの走行抵抗や自然風の影響が働くので、これらを R_w とし、運動方程式に考慮する必要がある。

ここで、 R_w は、微小時間では定数とみなすことにすると、 F_{xc} は、次式で表される。

【0 0 5 8】

【数 1 6】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \sin \beta) + R_w \quad \dots (1 1 6)$$

【0 0 5 9】

上式を時間微分すると、 R_w が消える。

また、路面勾配角度 β は、微小時間では変化しないと考えると、重力成分も消えて、次式のようになる。（ β が一定時間変化しない時に計算してもよい。）

【0 0 6 0】

【数 1 7】

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (1 1 7)$$

【0 0 6 1】

次に (1 1 4) 式を時間微分すると、次式のようになる。ここで、微小時間では、 μ_n 、 F_{zn} 、 β は変化しないものとする。

【0 0 6 2】

【数 1 8】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} S'_1 \quad \dots (1 1 8 - 1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} S'_2 \quad \dots (1 1 8 - 2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} S'_3 \quad \dots (1 1 8 - 3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} S'_4 \quad \dots (1 1 8 - 4)$$

【0 0 6 3】

(1 1 7) 式、(1 1 8) 式を連立させると、次式のようになる。

【0 0 6 4】

【数 19】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S'_1 \quad \dots (119-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S'_2 \quad \dots (119-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S'_3 \quad \dots (119-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S'_4 \quad \dots (119-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (119-5)$$

【0065】

(119) 式の連立方程式を解いて、各車輪の路面摩擦係数の求め方を示す。つまり、直進時は、各車輪のスリップ率 S_n と各車輪が受ける縦荷重 F_{zn} 、車体質量 M による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ とを用いて、各車輪の路面摩擦係数 μ_n および各車輪の駆動力 F_{xn} が求まる。なお、各車輪ごとの縦荷重を直接測定した値を使ってさらに簡単に正確に計算する方法は後述するが、まず、計算によって縦荷重を求めて、それによって路面摩擦係数を求める方法を示す。

【0066】

変数が多すぎるので、一旦各車輪の路面摩擦係数を4輪とも等しいと仮定し、 μ_n とする。

【0067】

【数 20】

$$\mu_n = \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 \quad \dots (120)$$

【0068】

次に、荷重分担比 f_n ($n=1, 2, 3, 4$)を用いる。この荷重分担比は、微小時間では定数と考える。荷重分担比は、車重 M の各車輪にかかる分担比率であるので、各車輪の縦荷重は $F_{zn} = f_n M g \cdot \cos \beta$ で求まる (図9参照)。荷重分担比を用いると、(119) 式は、次式のようになる。

【0069】

【数 2 1】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 Mg \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 Mg \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 Mg \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 Mg \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 5)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 1 - 6)$$

【0 0 7 0】

次に各車輪へのトルク配分比 k_{dn} ($n=1, 2, 3, 4$) を用いる。このトルク配分比 k_{dn} とは、駆動装置のトルク T_c を各車輪に配分する比率で、自動車の駆動装置が配分し、求まる値であり、各車輪のトルクは $T_n = k_{dn} T_c$ となる。

そして、 $k_{d1} + k_{d2} + k_{d3} + k_{d4} = 1$ の関係が成り立つ。

なお、各車輪のトルクは、各車輪の駆動力 F_{xn} と各車輪のタイヤ実半径 R_n の積であるので、次式が成り立つ。

【0 0 7 1】

【数 2 2】

$$T_n = F_{xn} \cdot R_n \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 2)$$

【0 0 7 2】

上式を変形すると、次式となる。

【0 0 7 3】

【数 2 3】

$$F_{xn} = T_n / R_n = k_{dn} \cdot T_c / R_n \quad \dots \quad (1 \ 2 \ 3)$$

【0 0 7 4】

また、直進時の車体の駆動力は、各車輪の駆動力の和であるから、次式が成り立つ。

【0 0 7 5】

【数 2 4】

$$F_{xc} = \sum_{n=1}^4 F_{xn} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} T_c}{R_n} \quad \dots (124)$$

【0076】

(123), (124) 式を時間微分すると次式を得る。
ここで、 k_{dn} , R_n は、微小時間では変化しないものとする。

【0077】

【数 2 5】

$$F_{xn} = \frac{k_{dn} T'_c}{R_n} \quad \dots (125-1)$$

$$F'_{xc} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} T'_c}{R_n} \quad \dots (125-2)$$

【0078】

(125-1) 式を (121-1~6) 式に代入し、更に (125-2) 式を加えると、次のようになる。

【0079】

【数 2 6】

$$\frac{k_{d1}}{R_1} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 Mg \cos \beta S'_1 \quad \dots (126-1)$$

$$\frac{k_{d2}}{R_2} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 Mg \cos \beta S'_2 \quad \dots (126-2)$$

$$\frac{k_{d3}}{R_3} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 Mg \cos \beta S'_3 \quad \dots (126-3)$$

$$\frac{k_{d4}}{R_4} T'_c = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 Mg \cos \beta S'_4 \quad \dots (126-4)$$

$$F'_{xc} = M \alpha'_{xc} \quad \dots (126-5)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (126-6)$$

$$F'_{xc} = \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} T'_c}{R_n} \quad \dots (126-7)$$

【0080】

(126-7) 式に (126-5) 式を代入し、次式となる。

【0081】

【数 2 7】

$$T'_c = F'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} = M \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \quad \dots (127)$$

【0082】

(127) 式を (126-1) ~ (126-4) 式に代入すると、連立方程式は次式の

ようになる。

【0083】

【数28】

$$\frac{k_{d1}}{R_1} \cdot M\alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_1 Mg \cos \beta S'_1 \quad \dots (128-1)$$

$$\frac{k_{d2}}{R_2} \cdot M\alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_2 Mg \cos \beta S'_2 \quad \dots (128-2)$$

$$\frac{k_{d3}}{R_3} \cdot M\alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_3 Mg \cos \beta S'_3 \quad \dots (128-3)$$

$$\frac{k_{d4}}{R_4} \cdot M\alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} = \frac{1}{k_b} \mu_n f_4 Mg \cos \beta S'_4 \quad \dots (128-4)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (128-5)$$

【0084】

(128-1) 式を変形して、 f_1 を、 μ_n を用いて表す形にすると次式のようにになる。

【0085】

【数29】

$$f_1 = \left(\frac{k_{d1}}{R_1} \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \right) / \frac{1}{k_b} \mu_n g \cos \beta S'_1 \quad \dots (129)$$

【0086】

同様に、(128-2) ~ (128-4) 式を変形することにより、 $f_2 \sim f_4$ も、 μ_n を用いて、表すことができる。それら ($f_1 \sim f_4$) を (128-5) 式に代入すると、未知数は μ_n だけとなり、 μ_n が求まる。

【0087】

このようにして求まった μ_n を (128-1) ~ (128-4) 式に代入することで、各車輪の荷重分担比 $f_1 \sim f_4$ が求まる。ここで求まった f_n は、各車輪の路面摩擦係数を等しいと仮定して求めたものであるので、次式のように、数回測定して平均化し、 f_n を定数として与える。

【0088】

【数30】

$$f_1 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{1n} \quad \dots (130-1)$$

$$f_2 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{2n} \quad \dots (130-2)$$

$$f_3 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{3n} \quad \dots (130-3)$$

$$f_4 = \frac{1}{n} \sum_{n=1}^n f_{4n} \quad \dots (130-4)$$

【0089】

このようにして f_n が求まる。

【0090】

次にこの f_n を用いて (128-1) ~ (128-4) 式の μ_n を、 μ_1 、 μ_2 、 μ_3 、 μ_4 に置き換えた式から、 μ_1 、 μ_2 、 μ_3 、 μ_4 を求める。

【0091】

【数31】

$$\mu_1 = \frac{k_{d1}}{R_1} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_1 g \cos \beta S'_1 \right. \quad \dots (131-1)$$

$$\mu_2 = \frac{k_{d2}}{R_2} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_2 g \cos \beta S'_2 \right. \quad \dots (131-2)$$

$$\mu_3 = \frac{k_{d3}}{R_3} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_3 g \cos \beta S'_3 \right. \quad \dots (131-3)$$

$$\mu_4 = \frac{k_{d4}}{R_4} \cdot \alpha'_{xc} \left/ \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn}}{R_n} \cdot \frac{1}{k_b} f_4 g \cos \beta S'_4 \right. \quad \dots (131-4)$$

【0092】

上式から、各車輪の路面摩擦係数 μ_1 、 μ_2 、 μ_3 、 μ_4 を求めることができる。すなわち、各式に f_1 、 f_2 、 f_3 、 f_4 を代入すれば求まる。

以上に示したように、直進走行時には、各車輪のスリップ率 S_n と、各車輪が受ける縦荷重 F_{zn} と、車体質量 M による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ とを用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ_n 」と「各車輪の駆動力 F_{xn} 」を求めることができる。

【0093】

次に、図10を参照して、カーブ走行時には、車両の各車軸ユニットに取り付けられた各車輪の横方向の加速度センサの出力 α_{yn} と各車輪のスリップ率 S_n と、各車輪が受ける縦荷重 F_{zn} と、車体質量による慣性力 (inertial force) $M\alpha$ とを用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ_n 」と「駆動力 F_{xn} とサイドフォース F_{yn} との合力 $F_{\omega n}$ 」を求めることができる。

カーブ走行時の各車輪ごとの路面摩擦係数の求め方について説明する。カーブ走行時も、直進時と同様に、各車輪のスリップ率と駆動力の関係式と、車両重心における運動方程式とを連立させて解く。そのために、重心での加速度を求め、更に、重心の加速度を考慮するために、各車輪および重心の旋回半径 R_{rn} ($n=1, 2, 3, 4, c$) を求めて使う。旋回半径 R_{rn} 等を求めるためには、アッカーマン理論と円運動の公式を用いる。アッカーマン理論は、各車輪および重心と、中心 O とを結んだ各直線が、各車輪および重心の進行方向に対してそれぞれ垂直であるという理論である。

【0094】

各車輪および重心の y 方向加速度 α_{yn} ($n=1, 2, 3, 4, c$) と旋回半径 R_{rn} ($n=1, 2, 3, 4, c$)、 x 方向対地速度 V_{xn} ($n=1, 2, 3, 4, c$) には、円運動の公式から次に示す関係式が成り立つ。

【0095】

【数 3 2】

$$\begin{aligned}
 \alpha_{y1} &= V_{x1}^2 / R_{r1} & \dots & (132-1) \\
 \alpha_{y2} &= V_{x2}^2 / R_{r2} & \dots & (132-2) \\
 \alpha_{y3} &= V_{x3}^2 / R_{r3} & \dots & (132-3) \\
 \alpha_{y4} &= V_{x4}^2 / R_{r4} & \dots & (132-4) \\
 \alpha_{yc} &= V_{xc}^2 / R_{rc} & \dots & (132-5)
 \end{aligned}$$

【0096】

上記関係式より、各車輪の旋回半径 R_{rn} ($n = 1, 2, 3, 4, c$) は次のように求まる。

【0097】

【数 3 3】

$$\begin{aligned}
 R_{r1} &= V_{x1}^2 / \alpha_{y1} & \dots & (133-1) \\
 R_{r2} &= V_{x2}^2 / \alpha_{y2} & \dots & (133-2) \\
 R_{r3} &= V_{x3}^2 / \alpha_{y3} & \dots & (133-3) \\
 R_{r4} &= V_{x4}^2 / \alpha_{y4} & \dots & (133-4)
 \end{aligned}$$

【0098】

ここで、 α_{yn} は、各車輪の y 方向（横方向）の加速度センサ 221 から求められ、 V_{xn} は、各車輪の x 方向（進行方向）の加速度センサ 221 と回転センサ 222 から前述の計算で求まっているので、(133-1) ~ (133-4) 式で R_{rn} が求まることになる。

【0099】

次に、重心の旋回半径 R_{rc} を求める。重心の旋回半径 R_{rc} は、重心位置を仮定して与えれば、幾何学的に次の (134) 式から求まる。尚、重心位置は、後述する各車輪の縦荷重を直接求める方法では計算により求まるので、仮定する必要はない。ここで、 R_{r4} は、旋回中心と後輪 4 との距離、 T_{rR} は、重心と後輪との横方向の距離、 L_r は、重心と後輪との縦方向の距離である。

【0100】

【数 3 4】

$$R_{rc} = \sqrt{(R_{r4} + T_{rR})^2 + L_r^2} \quad \dots (134)$$

【0101】

また、円運動の公式より、各車輪および重心の y 方向加速度、旋回半径 R_{rn} 、旋回回転角速度 ω_0 は、次の関係式が成り立つ。

【0102】

【数 3 5】

$$\begin{aligned}
 \alpha_{y1} &= R_{r1} \omega_0^2 & \dots (135-1) \\
 \alpha_{y2} &= R_{r2} \omega_0^2 & \dots (135-2) \\
 \alpha_{y3} &= R_{r3} \omega_0^2 & \dots (135-3) \\
 \alpha_{y4} &= R_{r4} \omega_0^2 & \dots (135-4) \\
 \alpha_{yc} &= R_{rc} \omega_0^2 & \dots (135-5)
 \end{aligned}$$

【0103】

図に示した旋回回転角速度 ω_0 は、各車輪および重心において、共通の値であるので、(135-1) ~ (135-4) 式は次のようになる。

【0104】

【数 3 6】

$$\omega_0^2 = \frac{\alpha_{y1}}{R_{r1}} = \frac{\alpha_{y2}}{R_{r2}} = \frac{\alpha_{y3}}{R_{r3}} = \frac{\alpha_{y4}}{R_{r4}} \quad \dots (136)$$

【0105】

上式を (135-5) 式に代入すると、重心の y 方向加速度 α_{yc} は、次式で求まる。

【0106】

【数 3 7】

$$\alpha_{yc} = \frac{R_{rc}}{R_{r1}} \cdot \alpha_{y1} = \frac{R_{rc}}{R_{r2}} \cdot \alpha_{y2} = \frac{R_{rc}}{R_{r3}} \cdot \alpha_{y3} = \frac{R_{rc}}{R_{r4}} \cdot \alpha_{y4} \quad \dots (137-1)$$

$$\alpha_{yc} = \sum_{n=1}^4 (\alpha_{yn} / R_{rn}) \cdot \frac{R_{rc}}{4} \quad \dots (137-2)$$

【0107】

(137-1) 式のどの項を使ってもよいし、(137-2) 式のように、各項の平均を使ってもよい。

【0108】

次に、重心の x 方向の加速度 α_{xc} を求める。各車輪および重心の x 方向対地速度 V_{xn} と、旋回回転角速度 ω_0 、旋回回転半径 R_{rn} は、次式の関係が成り立つ。

【0109】

【数 3 8】

$$V_{x1} = \omega_0 R_{r1} \quad \dots (138-1)$$

$$V_{x2} = \omega_0 R_{r2} \quad \dots (138-2)$$

$$V_{x3} = \omega_0 R_{r3} \quad \dots (138-3)$$

$$V_{x4} = \omega_0 R_{r4} \quad \dots (138-4)$$

$$V_{xc} = \omega_0 R_{rc} \quad \dots (138-5)$$

【0110】

上式を微分すると、次のようになる。ここで、 R_{rn} は、微小時間では変化しないと考え

【0111】

【数 39】

$$\begin{aligned}
 \alpha_{x1} &= \omega'_0 R_{r1} & \dots & (139-1) \\
 \alpha_{x2} &= \omega'_0 R_{r2} & \dots & (139-2) \\
 \alpha_{x3} &= \omega'_0 R_{r3} & \dots & (139-3) \\
 \alpha_{x4} &= \omega'_0 R_{r4} & \dots & (139-4) \\
 \alpha_{xc} &= \omega'_0 R_{rc} & \dots & (139-5)
 \end{aligned}$$

【0112】

ここで、旋回回転角速度 ω_0 及び角加速度 ω'_0 は、各車輪および重心において等しいので、(139-1) ~ (139-4) 式は次のようになる。

【0113】

【数 40】

$$\omega'_0 = \frac{\alpha_{x1}}{R_{r1}} = \frac{\alpha_{x2}}{R_{r2}} = \frac{\alpha_{x3}}{R_{r3}} = \frac{\alpha_{x4}}{R_{r4}} \quad \dots (140)$$

【0114】

この ω'_0 を (139-5) に代入すれば、重心の x 方向加速度は、次のように求まる。

【0115】

【数 41】

$$\alpha_{xc} = \frac{R_{rc}}{R_{r1}} \alpha_{x1} = \frac{R_{rc}}{R_{r2}} \alpha_{x2} = \frac{R_{rc}}{R_{r3}} \alpha_{x3} = \frac{R_{rc}}{R_{r4}} \alpha_{x4} \quad \dots (141-1)$$

$$\alpha_{xc} = R_{rc} \sum_{n=1}^4 (\alpha_{xn} / R_{rn}) / 4 \quad \dots (141-2)$$

【0116】

このとき、(141-1) 式のどの項を使ってもよいし、(141-2) 式のように、各項の平均を使ってもよい。

【0117】

以上のようにして、重心の x 方向および y 方向の加速度 α_{xc} , α_{yc} は求まる。カーブ時には、各車輪のスリップ率 S_n と駆動力 F_{xn} の関係数と、重心における車両の運動方程式と、さらに、旋回中心まわりのモーメントのつり合いの式を加えた連立方程式を解くことで、各車輪の路面摩擦係数は求まる。以下にその方法を示す。

【0118】

各車輪の x 方向に作用する駆動力 F_{xn} と、スリップ率 S_n 、路面摩擦係数 μ_n 、各車輪の縦荷重 F_{zn} 、路面勾配角度 β とには、カーブ時においても、一般的に次式が成り立つ。

【0119】

【数 42】

$$F_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 \quad \dots (142-1)$$

$$F_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 \quad \dots (142-2)$$

$$F_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 \quad \dots (142-3)$$

$$F_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 \quad \dots (142-4)$$

【0120】

また、車両重心における運動方程式は、車重Mによる慣性力 (inertial force) を考えて、次式で表される。

【0121】

【数43】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \cdot \sin \beta) \quad \dots (143)$$

【0122】

空気抵抗等の走行抵抗を R_w とし、運動方程式に加えると、次式のようになる。

【0123】

【数44】

$$F_{xc} = M(\alpha_{xc} + g \cdot \sin \beta) + R_w \quad \dots (144)$$

【0124】

上式を微分すると、定数項 R_w が消える。路面勾配角度 β は、微小時間では変化しないと考えると、重力成分も消えて、次式のようになる。

【0125】

【数45】

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (145)$$

【0126】

(142) 式を時間微分すると、次式となる。ここで、微小時間では、 μ_n , F_{zn} , β は変化しないものとする。

【0127】

【数46】

$$F'_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_1 F_{z1} \cdot S'_1 \quad \dots (146-1)$$

$$F'_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_2 F_{z2} \cdot S'_2 \quad \dots (146-2)$$

$$F'_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_3 F_{z3} \cdot S'_3 \quad \dots (146-3)$$

$$F'_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_4 F_{z4} \cdot S'_4 \quad \dots (146-4)$$

【0128】

カーブ走行時は、旋回中心回りのモーメントのつり合いを考え、連立方程式に加える。つまり、各車輪の駆動力 F_{xn} と旋回半径 R_{rn} の積の総和は、車両の駆動力 F_{xc} と重心の旋回半径 R_{rc} との積と等しいので、次式が成り立つ。

【0129】

【数47】

$$F_{x1} \cdot R_{r1} + F_{x2} \cdot R_{r2} + F_{x3} \cdot R_{r3} + F_{x4} \cdot R_{r4} = F_{xc} \cdot R_{rc} \quad \dots (147)$$

【0130】

(147) 式を変形する。

【0131】

【数 4 8】

$$F_{x1} \frac{R_{r1}}{R_{rc}} + F_{x2} \frac{R_{r2}}{R_{rc}} + F_{x3} \frac{R_{r3}}{R_{rc}} + F_{x4} \frac{R_{r4}}{R_{rc}} = F_{xc} \quad \dots (148)$$

【0 1 3 2】

(148) 式の、 $R_{r1}/R_{rc}=h_1$, $R_{r2}/R_{rc}=h_2$, $R_{r3}/R_{rc}=h_3$, $R_{r4}/R_{rc}=h_4$ とし、動力ベクトル比とすると、次式のようになる。

【0 1 3 3】

【数 4 9】

$$h_1 F_{x1} + h_2 F_{x2} + h_3 F_{x3} + h_4 F_{x4} = F_{xc} \quad \dots (149)$$

【0 1 3 4】

(149) 式を時間微分する。ここで、動力ベクトル比は微小時間では変化しないものとする。

【0 1 3 5】

【数 5 0】

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (150)$$

【0 1 3 6】

カーブ走行時は、以下に示すように、各車輪の駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n の関係式 (146) 式) と、重心における運動方程式 ((145) 式) に加え、旋回中心のモーメントの式 ((150) 式) との連立方程式を解けば、各車輪の路面摩擦係数 μ_n が求まる。

【0 1 3 7】

【数 5 1】

$$F'_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_1 F_{x1} \cdot S'_1 \quad \dots (151-1)$$

$$F'_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_2 F_{x2} \cdot S'_2 \quad \dots (151-2)$$

$$F'_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_3 F_{x3} \cdot S'_3 \quad \dots (151-3)$$

$$F'_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_4 F_{x4} \cdot S'_4 \quad \dots (151-4)$$

$$F'_{xc} = M \alpha'_{xc} \quad \dots (151-5)$$

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (151-6)$$

【0 1 3 8】

以下に、(151) 式を解いて、各車輪の路面摩擦係数 μ_n の求め方を示す。

まず、一旦、各車輪の路面摩擦係数を 4 輪とも等しいと仮定し、 μ_m とすると、(151) 式は、次式のようになる。

【0 1 3 9】

【数 5 2】

$$F'_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_m F_{z1} \cdot S'_1 \quad \dots (152-1)$$

$$F'_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_m F_{z2} \cdot S'_2 \quad \dots (152-2)$$

$$F'_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_m F_{z3} \cdot S'_3 \quad \dots (152-3)$$

$$F'_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_m F_{z4} \cdot S'_4 \quad \dots (152-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (152-5)$$

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (152-6)$$

【0140】

次に各車輪の荷重分担比 f_n を用いると、微少時間では定数と考えて、 $F_{zn} = f_n M g \cdot \cos \beta$ となるので次式のようになる。

【0141】

【数 5 3】

$$F'_{x1} = 1/k_b \cdot \mu_m f_1 M g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (153-1)$$

$$F'_{x2} = 1/k_b \cdot \mu_m f_2 M g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (153-2)$$

$$F'_{x3} = 1/k_b \cdot \mu_m f_3 M g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (153-3)$$

$$F'_{x4} = 1/k_b \cdot \mu_m f_4 M g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (153-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (153-5)$$

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (153-6)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (153-7)$$

【0142】

駆動装置のトルク T_c を、各車輪に配分する比率であるトルク配分比 $k d_n$ を用いると、次に示す関係が成り立つ。

【0143】

【数 5 4】

$$T_1 = kd_1 T_c \quad \dots (154-1)$$

$$T_2 = kd_2 T_c \quad \dots (154-2)$$

$$T_3 = kd_3 T_c \quad \dots (154-3)$$

$$T_4 = kd_4 T_c \quad \dots (154-4)$$

$$kd_1 + kd_2 + kd_3 + kd_4 = 1 \quad \dots (154-5)$$

【0144】

また、各車輪のトルク T_n は、各車輪の駆動力 F_{xn} とタイヤ実半径 R_n との積であるので、次式が成り立つ。

【0145】

【数 5 5】

$$T_1 = F_{x1} \cdot R_1 \quad \dots (155-1)$$

$$T_2 = F_{x2} \cdot R_2 \quad \dots (155-2)$$

$$T_3 = F_{x3} \cdot R_3 \quad \dots (155-3)$$

$$T_4 = F_{x4} \cdot R_4 \quad \dots (155-4)$$

【0146】

よって、各車輪の駆動力 F_{xn} は、駆動装置のトルク T_n を用いて、次式のように表せる。

【0147】

【数 5 6】

$$F_{x1} = k_{d1} \cdot T_c / R_1 \quad \dots (156-1)$$

$$F_{x2} = k_{d2} \cdot T_c / R_2 \quad \dots (156-2)$$

$$F_{x3} = k_{d3} \cdot T_c / R_3 \quad \dots (156-3)$$

$$F_{x4} = k_{d4} \cdot T_c / R_4 \quad \dots (156-4)$$

【0148】

次に、(156) 式を微分する。ここで、 k_{dn} 、 R_n は微小時間では、変化しないものとする。

【0149】

【数 5 7】

$$F'_{x1} = k_{d1}/R_1 \cdot T'_c \quad \dots (157-1)$$

$$F'_{x2} = k_{d2}/R_2 \cdot T'_c \quad \dots (157-2)$$

$$F'_{x3} = k_{d3}/R_3 \cdot T'_c \quad \dots (157-3)$$

$$F'_{x4} = k_{d4}/R_4 \cdot T'_c \quad \dots (157-4)$$

【0150】

これらを (153) 式の連立方程式に代入すると、次式のようにになる。

【0151】

【数 5 8】

$$k_{d1}/R_1 \cdot T'_c = 1/k_b \cdot \mu_m f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (158-1)$$

$$k_{d2}/R_2 \cdot T'_c = 1/k_b \cdot \mu_m f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (158-2)$$

$$k_{d3}/R_3 \cdot T'_c = 1/k_b \cdot \mu_m f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (158-3)$$

$$k_{d4}/R_4 \cdot T'_c = 1/k_b \cdot \mu_m f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (158-4)$$

$$F'_{xc} = M\alpha'_{xc} \quad \dots (158-5)$$

$$F'_{xc} = h_1 \cdot k_{d1}/R_1 \cdot T'_c + h_2 \cdot k_{d2}/R_2 \cdot T'_c + h_3 \cdot k_{d3}/R_3 \cdot T'_c + h_4 \cdot k_{d4}/R_4 \cdot T'_c \quad \dots (158-6)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (158-7)$$

【0152】

(158-5), (158-6) 式から、 T'_c は次のように表せる。

【0153】

【数 5 9】

$$T'_c = M\alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \quad \dots (159)$$

【0154】

そして、(159) 式を (158-1) ~ (158-4) 式に代入すると、両辺の車重 M が消え、連立方程式は、次のように表される。

【0155】

【数 6 0】

$$k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (160-1)$$

$$k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (160-2)$$

$$k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (160-3)$$

$$k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_m f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (160-4)$$

$$f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1 \quad \dots (160-5)$$

【0156】

(160-1) ~ (160-4) 式を変形すると、 f_n は次のように表される。

【0157】

【数61】

$$f_n = k_{dn}/R_n \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) / (1/k_b \cdot \mu_m \cdot g \cdot \cos \beta \cdot S'_n) \quad \dots (161)$$

【0158】

それらを(160-5)式に代入し、 μ_m を求める。その後、(161)式に、求めた μ_m の値を代入し、各車輪の荷重分担比 f_n を求める。求めた荷重分担比 f_n を連立方程式に代入する。

【0159】

以下に示す各式中で、未知数は μ_n ($n=1\sim4$)だけであるので、カーブ走行時にも各車輪の路面摩擦係数は求まる。

【0160】

【数62】

$$k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_1 f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (162-1)$$

$$k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_2 f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (162-2)$$

$$k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_3 f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (162-3)$$

$$k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) = 1/k_b \cdot \mu_4 f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (162-4)$$

【0161】

次に、各車輪の駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n の関係式について説明する。本方法では、各車輪の路面摩擦係数を求めるために、各車輪の駆動力 F_{xn} は、スリップ率 S_n に比例するとしたが、実際には、図11に示すように、駆動力(制動力) F_{xn} 、スリップ率 S_n の変動に対し、曲線的に変動すると考えられている。スリップ率 S_n が0, 1~0, 2の時、駆動力は最大値を示し、それ以上となると、駆動力は減少し、各車輪は実際に滑り始める。各車輪の駆動力 F_{xn} は、実際に滑る少し手前まではスリップ率 S_n が増加するにつれて、ほぼ直線的に増加している。本方法では、その傾きを $1/k_b$ とし、タイヤのゴム材質、トレッドパターン、構造等で決まる定数とした。 S が大きくなると、傾きは多少変化するが、本方法では、 F_{xn} 、 S_n ともに微分して考えているので、瞬間的には直線となり、誤差は小さいと考えられる。

【0162】

より正確に F_{xn} と S_n の関係を求めるためには、別法として、駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n の関係 $F_{xn}/F_{xn} \cdot \mu_n = f(S_n)$ をデータとしてメモリーに記憶させる方法もある。この場合、駆動力 F_{xn} とスリップ率 S_n は、次式の関係式で表される。

【0163】

【数63】

$$F_{xn} = \mu_n F_{xn} f(S_n) \quad \dots (163)$$

【0164】

この場合も、直線近似した場合と同様に、微分して以下の連立方程式を解けば、各車輪の路面摩擦係数が求まることになる。

【0165】

【数64】

$$\begin{aligned}
 F'_{x1} &= \mu_1 F_{z1} f'(s_1) & \dots (164-1) \\
 F'_{x2} &= \mu_2 F_{z2} f'(s_2) & \dots (164-2) \\
 F'_{x3} &= \mu_3 F_{z3} f'(s_3) & \dots (164-2) \\
 F'_{x4} &= \mu_4 F_{z4} f'(s_4) & \dots (164-4) \\
 F'_{xc} &= M\alpha'_{xc} & \dots (164-5)
 \end{aligned}$$

【0166】

この時、 $f(S_n)$ の微分 $f'(S_n)$ の求め方は、例えば、次式で表すように、微小時間間隔 Δt での $f(S_n)$ の差 $\Delta f(S_n)$ を求め、 Δt で割ることで求まる。

【0167】

【数65】

$$f'(s_n) = \frac{f(s_{n+\Delta t}) - f(s_n)}{\Delta t} = \frac{\Delta f(s_n)}{\Delta t} \quad \dots (165)$$

【0168】

また、より多くのスリップ率 S_n のデータに対して駆動力 F_{xn} を記憶させればよりよいが、そうでない場合は、図12に示すように、その間を直線的あるいは曲線的に補完しても良い。具体的には、車輪が滑り出すといわれるスリップ率が0.1～0.2程度なので、その間のスリップ率 S を200～500分割し、それぞれに対応する $F_x/F_z \mu$ を記憶させる。この時、1点記憶するのに2バイト必要とすれば、0.4K～1Kバイトのメモリに全データを記憶させることが可能で、非常に少ないメモリで高速に正確な関係が求まる。

【0169】

次に、各車輪の縦荷重 F_{zn} の変動について説明する。

各車輪の縦荷重および重心位置は一定として路面摩擦係数を求めたが、実際には、以下に示す原因等により、縦荷重は変動する。

1. ピッチングによる車体の前後の縦荷重移動
2. ローリングによる車体の左右の縦荷重移動
3. 駆動力の反力モーメントによる縦荷重移動
4. 路面凹凸等によりサスペンションが作用した場合の縦荷重変動

各車輪の縦荷重 F_{xn} の変動にともない、車両重心位置も移動し、補正する必要がある。ただし、 F_{xn} を直接測定して使う方法（後述）では、これらの補正は必要なくなる。

【0170】

以下に、縦荷重および重心位置の補正方法を示す。

上記による各車輪の縦荷重の変動を考慮して荷重分担比を補正し、再度、以下に示す連立方程式を解き、路面摩擦係数を求める。

【0171】

【数 6 6】

(直進時)

$$\mu_1 = k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (166-1)$$

$$\mu_2 = k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (166-2)$$

$$\mu_3 = k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (166-3)$$

$$\mu_4 = k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (166-4)$$

【0172】

【数 6 7】

(カーブ時)

$$\mu_1 = k_{d1}/R_1 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_1 g \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (167-1)$$

$$\mu_2 = k_{d2}/R_2 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_2 g \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (167-2)$$

$$\mu_3 = k_{d3}/R_3 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_3 g \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (167-3)$$

$$\mu_4 = k_{d4}/R_4 \cdot \alpha'_{xc} / \sum_{n=1}^4 (h_n \cdot k_{dn}/R_n) \cdot 1/k_b \cdot f_4 g \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (167-4)$$

【0173】

なお、複数回（例えば、3 回程度）繰り返し計算して収束させることで、 μ_n の精度を高くできる。

【0174】

次に、前述したそれぞれの場合について、具体的に縦荷重の補正方法について示す。

1. ピッチングによる前後の縦荷重移動

図 13 に示すように、重心高さを H_c 、ホイールベースを W_b 、ピッチングに寄与する加速度を α_{pc} とすると、モーメントのつり合いから、ピッチングによる前後の縦荷重移動 ΔF_{zp} は、次式から求まる。ここで、 H_c 、 W_b は既知の値であり、 α_{pc} の求め方は後述する。

【0175】

【数 6 8】

$$M \alpha_{pc} H_c = \Delta F_{zp} W_b \quad \dots (168)$$

【0176】

上 (168) 式を変形する。

【0177】

【数 69】

$$\Delta F_{zp} = M \alpha_{pc} H_c / W_b \quad \dots (169)$$

【0178】

ピッチングによる、前後の荷重分担比の変化 Δf_p は、(169) 式で求めた ΔF_{zp} を車重 M で割れば求まるので、次式のようになる。

【0179】

【数 70】

$$\Delta f_p = \Delta F_{zp} / M = \alpha_{pc} H_c / W_b \quad \dots (170)$$

【0180】

加速時 (α_{pc} が正の値) には、前輪から Δf_p の絶対値を減算し、後輪に Δf_p の絶対値を加算し、補正する。逆に、減速時 (α_{pc} が負の値) には、前輪に Δf_p の絶対値を加算し、後輪から Δf_p の絶対値を減算し、補正する。 Δf_p の符号を考えると、加速・減速時ともに、次式により補正を行えばよい。(f_n' は補正前の値)

【0181】

【数 71】

(前輪)

$$f_1 = f_1' - \Delta f_p \quad \dots (171-1)$$

$$f_2 = f_2' - \Delta f_p \quad \dots (171-2)$$

(後輪)

$$f_3 = f_3' + \Delta f_p \quad \dots (171-3)$$

$$f_4 = f_4' + \Delta f_p \quad \dots (171-4)$$

【0182】

2. ローリングによる左右の縦荷重移動

図 14 に示すように、重心高さを H_c 、ホイールレッドを T_r 、ローリングに寄与する加速度を α_{rc} とすると、モーメントのつり合いから、ローリングによる左右の縦荷重移動 ΔF_{zr} は、次式から求まる。なお、 H_c 、 T_r は既知の値であり、 α_{rc} の求め方は後述する。

【0183】

【数 72】

$$M \alpha_{rc} H_c = \Delta F_{zr} T_r \quad \dots (172)$$

【0184】

上 (172) 式を変形すると、 ΔF_{zr} は次式から求まる。

【0185】

【数 73】

$$\Delta F_{zr} = M \alpha_{rc} H_c / T_r \quad \dots (173)$$

【0186】

ローリングによる左右輪の荷重分担比の変化 Δf_{zr} は、 ΔF_{zr} を車重 M で割り、次式のように求まる。

【0187】

【数 7 4】

$$\Delta f_{zr} = \Delta F_{zr} / M = \alpha_{rc} H_c / T_r \quad \dots (174)$$

【0188】

図15に示すように、x, y方向の正負を決めた場合、車両が右方向にカーブする時は、 α_{rc} は正の値となり、左側車輪1および3に、 Δf_{zr} の絶対値を加算し、右側車輪2および4から、 Δf_{zr} の絶対値を減算し、補正する。

逆に車両が左方向にカーブする時は、 α_{rc} は負の値となり、左側車輪が1および3から、 Δf_{zr} の絶対値を減算し、右側車輪を2および4に、 Δf_{zr} の絶対値を加算し、補正する。 Δf_{zr} の符号を考えれば、左右カーブ時ともに、以下に示す式により、ローリングによる荷重分担比の変化の補正を行えばよい。尚、 f_n' は補正前の各車輪の荷重分担比である。

【0189】

【数 7 5】

(左側車輪)

$$f_1 = f_1' + \Delta f_{zr} \quad \dots (175-1)$$

$$f_3 = f_3' + \Delta f_{zr} \quad \dots (175-2)$$

(右側車輪)

$$f_2 = f_2' - \Delta f_{zr} \quad \dots (175-3)$$

$$f_4 = f_4' - \Delta f_{zr} \quad \dots (175-4)$$

【0190】

3. 駆動力の反力モーメントによる前後の縦荷重移動

図16に示すように、各車輪に働く駆動力による反力モーメントによっても各車輪の縦荷重は変化する。例えば、車輪1は、駆動力 F_{x1} による反力モーメントによって、縦荷重 F_{z1} は減少し($\Delta F_{1,1}$ とする)、車輪3に働く駆動力 F_{x3} による反力モーメントによって縦荷重 F_{z1} は増加する($\Delta F_{1,3}$ とする)。 $\Delta F_{1,1}$ および $\Delta F_{1,3}$ 、車輪の実半径 R_1 、ホイールベース W_b との間では、モーメントのつり合いを考えると、次式が成り立つ。

【0191】

【数 7 6】

$$F_{x1} \cdot R_1 = W_b \cdot \Delta F_{1,1} \quad \dots (176-1)$$

$$F_{x3} \cdot R_3 = W_b \cdot \Delta F_{1,3} \quad \dots (176-2)$$

【0192】

上(176)式を変形し、 $F_{xn} = M \alpha_{xn}$ の関係をを用いると、

【0193】

【数 7 7】

$$\Delta F_{1,1} = F_{x1} \cdot R_1 / W_b = M \alpha_{x1} \cdot R_1 / W_b \quad \dots (177-1)$$

$$\Delta F_{1,3} = F_{x3} \cdot R_3 / W_b = M \alpha_{x3} \cdot R_3 / W_b \quad \dots (177-2)$$

【0194】

(177) 式で求めた値を車重 M で割り、補正前の荷重分担比 f_1' に加算、減算することで、車輪1の駆動力反力による前後の荷重分担比の補正は、次式のように行う。

【0195】

【数78】

$$f_1 = f_1' - \Delta F_{1,1}/M + \Delta F_{1,3}/M = f_1' - (\alpha_{x1} \cdot R_1 - \alpha_{x3} \cdot R_3)/W_b \cdots (178)$$

【0196】

同様に、各車輪の駆動力反力による前後の荷重分担比の補正は、次式のように行う。

【0197】

【数79】

$$f_1 = f_1' - (\alpha_{x1} \cdot R_1 - \alpha_{x3} \cdot R_3)/W_b \cdots (179-1)$$

$$f_2 = f_2' - (\alpha_{x2} \cdot R_2 - \alpha_{x4} \cdot R_4)/W_b \cdots (179-2)$$

$$f_3 = f_3' - (\alpha_{x3} \cdot R_3 - \alpha_{x1} \cdot R_1)/W_b \cdots (179-3)$$

$$f_4 = f_4' - (\alpha_{x4} \cdot R_4 - \alpha_{x2} \cdot R_2)/W_b \cdots (179-4)$$

【0198】

4. 路面凹凸等による縦荷重の変化

図17に示すように、車両が路面凹凸等を通過した時には、サスペンションが作用するため、各車輪の縦荷重は変動する。この場合は、各車輪に z 方向（縦方向）加速度センサ221を取付け、路面凹凸等により生じる z （縦）方向加速度 α_{zn} を検出し、次式に示すように、微小時間で2回積分し、各車輪の z （縦）方向変位 e_z を求める。

【0199】

【数80】

$$e_z = \iint \alpha_z dt^2 \cdots (180)$$

【0200】

上(180)式で求めた e_z に、サスペンションのばね定数 k をかけ、各車輪の縦荷重変化分 ΔF_{ez} を次式のように求める。

【0201】

【数81】

$$\Delta F_{ez} = k e_z \cdots (181)$$

【0202】

このようにして求めた ΔF_{ez} を各車輪の補正前の縦荷重に加算あるいは減算し、補正を行う。

【0203】

次に、ピッチング、ローリングに寄与する加速度 α_{rc} 、 α_{pc} の求め方について説明する。

ピッチングおよびローリングによる各車輪の縦荷重を求めるためには、図18に示すように、重心の進行方向加速度 α_{xc} と横方向加速度 α_{yc} を、ピッチングおよびローリング方向に変換する必要がある。ここで、重心の加速度は(137)式、(141)式により求まっている。なお、直進時は、旋回時角度 $\theta_c = 0$ とすれば、カーブ時と同様に考えるこ

とができる。ここで、旋回時角度 θ_c とは、重心進行方向と車体向きの角度差のことで、次式から求まる。

【0204】

【数82】

$$\theta_c = \tan^{-1} \frac{L_r}{R_{r4} + T_{rR}} \quad \dots (182)$$

【0205】

この時、ピッチング加速度 α_{cp} 、ローリング加速度 α_{cr} は、重心の加速度 α_{xc} 、 d_{yc} と θ_c から次式で求まる。

【0206】

【数83】

$$\alpha_{cp} = \alpha_{cx} \cdot \cos \theta_c + \alpha_{cy} \cdot \sin \theta_c \quad \dots (183-1)$$

$$\alpha_{cr} = \alpha_{cy} \cdot \cos \theta_c + \alpha_{cx} \cdot \sin \theta_c \quad \dots (183-2)$$

【0207】

このようにして求めた α_{cp} 、 α_{cr} を前記 (170)、(174) 式に代入し、ピッチング、ローリングによる荷重分担比の変化に対する補正を行う。

【0208】

次に、重心位置の補正について説明する。

前述したように、各車輪の補正を行った荷重分担比が求まるので、車両の重心位置が求まる。以下にその方法を示す。ここでは重心配分比 L_n を用いる。重心配分比は、荷重分担比と以下に示す関係にあり、図19中に示す。

【0209】

【数84】

$$L_{a1} : L_{a2} = \frac{1}{f_1} : \frac{1}{f_2} \quad \dots (184-1)$$

$$L_{a3} : L_{a4} = \frac{1}{f_3} : \frac{1}{f_4} \quad \dots (184-2)$$

$$L_{b1} : L_{b3} = \frac{1}{f_1} : \frac{1}{f_3} \quad \dots (184-3)$$

$$L_{b2} : L_{b4} = \frac{1}{f_2} : \frac{1}{f_4} \quad \dots (184-4)$$

【0210】

重心配分比 L_n から、図19中のA、B、C、D点が求まる。そして、AとCおよびBとDを結んだ2直線の交点が重心として求まる。このようにして、重心位置の補正も行える。

【0211】

次に、縦荷重の測定方法について説明する。

今までは、各車輪の縦荷重は荷重分担比を用いて、計算から求めていたが、以下に示すように、サスペンションの受皿部等で荷重を測定すれば、より高精度に各車輪の縦荷重が求まるので、高精度に各車輪の路面摩擦係数が求まる。

(1) サスペンションのバネの受皿部（円盤やリングでもよい）の荷重を測定する方法。

1. ロードセルで計る方法。

2. 缶に油を詰めて缶の蓋の上にバネの受け板を置いて、缶に圧力センサを取付けて油の

圧力を測定する方法。

3. 円周を支持した金属円盤の上の中央に、バネの受け皿を置いて、金属円盤の中央下に圧力センサの突起を当てて突起に変位を与えて圧力として測定する方法。

4. 断面が横U字状のドーナツ状の金属の間に感圧導電性ゴムを挟んで、その上にバネの受け皿を置いて、金属の変形率をゴムの導電率で測定する方法。

(2) サスペンションのバネの変位を計る方法。

1. 摺動抵抗式変位計をショックアブソーバーと並列に置いて抵抗の変化を計る方法。

2. ショックアブソーバーの内側又は外側にコイルを巻いてコイルの中に入り出すピストンロッドとの間の誘導抵抗(インダクタンス)の変化を計る方法。

3. ショックアブソーバーのピストンロッドに磁石式直線エンコーダを内蔵してホール素子で移動量を測定する方法。

なお、サスペンションのバネの変位を測定する方法では、測定した変位 e_z に、バネの係数 k_z をかけた値が荷重である。

【0212】

前述した各車輪の縦荷重の測定方法の中で、特に、(1) 2. の圧力センサを用いた縦荷重の測定方法について以下に示す。

具体的には、図20、図21に示すように、上がダイヤフラムで蓋をされているドーナツ状の缶250内にオイルを満たし、側面に圧力センサ252を取付けて、その缶の上に荷重受プレート251を置く。そして、ドーナツ状の缶250をサスペンション253の受け皿254部等に設置し、圧力センサ252の出力から、荷重が測定できる。なお、ドーナツ状の缶250には、圧力センサ用のねじ255を切り、そこからオイルを注入・充満させた後、圧力センサ252を取付ける。この荷重の測定方法では、荷重受プレート251が全周にわたり存在しているため、偏荷重があつた場合でも、縦荷重の合計値が測定できる。また、ドーナツ状の缶250に段部を設ければ荷重受プレート251が嵌り、安定する。荷重受プレート251の面積を S 、圧力センサ252の測定値を P とすると、縦荷重 F_{zsn} は、次式で求まる。

【0213】

【数85】

$$F_{zsn} = S \cdot P \quad \dots (185)$$

【0214】

なお、この方法で用いる圧力センサ252としては、以下に示す圧力センサが挙げられる。

1. 長野計器株式会社製の車載用圧力センサ

この長野計器株式会社製の圧力センサは、絶縁膜を介した金属ダイヤフラム上にプラズマCVDにより、歪ゲージを形成した感圧部に用いており、耐久性、安定性に優れている。また、金属ダイヤフラムは、本体に溶接され、一体化しているために、車載用に適しており、更に、可動部がないので、耐振動・耐衝撃性に優れている。また、最小5mmと小型化も可能で、安価でもあるので、自動車のエンジンや各車輪のブレーキ液压測定用センサとして使用されている。(参考特許文献：特開2002-168711号公報)

2. 株式会社デンソー製の圧力センサ

株式会社デンソー製の圧力センサは、シリコンを加工した薄いダイヤフラム部に拡散抵抗を形成したセンサ素子を使用している。そして、使用温度が $-30 \sim 120^{\circ}\text{C}$ と広く、それに伴う温度補償回路を内蔵し、電磁波対策を施したりニア出力の圧力センサである。また、測定圧力範囲は7Mpaであり、圧力センサを取付けるサスペンション受皿部が受けると考えられる最大圧力5Mpaより大きい。自動車への適用例としては、エアコンシステムの冷媒圧測定、サスペンションシステムの圧力測定等に使用されている。

【0215】

次に、各サスペンションの受け皿部で、直接荷重を測定した値から各車輪の縦荷重を求める方向を示す。前輪の左右輪を例にとり、図22を参考にして、その方法を示す。

図 22 に示すように、 $T_{r,f}$ 、 L_f 、 θ_{sf} をとり、車輪 1 のサスペンション受皿部での荷重測定値を F_{zs1} 、車輪 2 のサスペンション受皿部での荷重測定値を F_{zs2} とする。なお、左右は対称として考えた。この時、荷重 F_{zs1} は、車輪 1 および 2 の受けるバネ上荷重 F_{zb1} および F_{zb2} に、その作用点からの距離の逆数に比例した荷重が配分される。

つまり、図 22 中の $AB : BD$ の逆数に比例して、荷重が配分される。同様に、荷重 F_{zs2} は、車輪 1 および 2 に、 $AC : CD$ の逆数に比例した荷重が配分されるので、図 22 中の F_{zb1} 、 F_{zb2} は、 θ_{sf} を考慮して、次式により求まる。

【0216】

【数 86】

$$F_{zb1} = F_{zs1} \cdot \cos \theta_{sf} \frac{T_{r,f} - L_f}{T_{r,f}} + F_{zs2} \cdot \cos \theta_{sf} \frac{L_f}{T_{r,f}} \quad \dots (186-1)$$

$$F_{zb2} = F_{zs2} \cdot \cos \theta_{sf} \frac{L_f}{T_{r,f}} + F_{zs1} \cdot \cos \theta_{sf} \frac{T_{r,f} - L_f}{T_{r,f}} \quad \dots (186-2)$$

【0217】

同様にして、後輪についても、 F_{zb3} 、 F_{zb4} は、次式から求まる。

【0218】

【数 87】

$$F_{zb3} = F_{zs3} \cdot \cos \theta_{sr} \frac{T_{r,r} - L_r}{T_{r,r}} + F_{zs4} \cdot \cos \theta_{sr} \frac{L_r}{T_{r,r}} \quad \dots (187-1)$$

$$F_{zb4} = F_{zs4} \cdot \cos \theta_{sr} \frac{L_r}{T_{r,r}} + F_{zs3} \cdot \cos \theta_{sr} \frac{T_{r,r} - L_r}{T_{r,r}} \quad \dots (187-2)$$

【0219】

さらに、ばね下荷重 W_{sln} を加え、各車輪の縦荷重 F_{zn} は次式で求まる。

【0220】

【数 88】

$$F_{z1} = F_{zb1} + W_{sl1} \quad \dots (188-1)$$

$$F_{z2} = F_{zb2} + W_{sl2} \quad \dots (188-2)$$

$$F_{z3} = F_{zb3} + W_{sl3} \quad \dots (188-3)$$

$$F_{z4} = F_{zb4} + W_{sl4} \quad \dots (188-4)$$

【0221】

また、別法として、4 輪間の相関関係を考えれば、サスペンション受皿部での測定荷重 F_{zsn} と、各車輪のバネ上荷重 F_{zbn} とは、補正係数 $C_{m,n}$ ($m, n = 1, 2, 3, 4$) を用いて次式で表される。

【0222】

【数 89】

$$F_{zb1} = C_{1,1}F_{zs1} + C_{2,1}F_{zs2} + C_{3,1}F_{zs3} + C_{4,1}F_{zs4} \quad \cdots (189-1)$$

$$F_{zb2} = C_{1,2}F_{zs1} + C_{2,2}F_{zs2} + C_{3,2}F_{zs3} + C_{4,2}F_{zs4} \quad \cdots (189-2)$$

$$F_{zb3} = C_{1,3}F_{zs1} + C_{2,3}F_{zs2} + C_{3,3}F_{zs3} + C_{4,3}F_{zs4} \quad \cdots (189-3)$$

$$F_{zb4} = C_{1,4}F_{zs1} + C_{2,4}F_{zs2} + C_{3,4}F_{zs3} + C_{4,4}F_{zs4} \quad \cdots (189-4)$$

【0223】

この時、補正係数 $C_{m,n}$ を求める方法を、図23を参照して、以下に示す。

まず、各車輪が車重による荷重以外、受けていない状態で、各サスペンション部に、順次、一定荷重 ΔF_{zsn} を加え、各車輪の荷重変動を測定する。例えば、前輪左側サスペンション1に、 ΔF_{zs1} を加えた時には、サスペンション1の荷重を ΔF_{zs1} と考えれば、相対的に、サスペンション2, 3, 4は荷重を0（ゼロ）と考えられる。よって(189)式において、 $F_{zs1} = \Delta F_{zs1}$, $F_{zs2} = F_{zs3} = F_{zs4} = 0$ となり、補正係数 $C_{1,1}$, $C_{1,2}$, $C_{1,3}$, $C_{1,4}$ が求まる。

同様に、サスペンション2, 3, 4に荷重 ΔF_{zsn} を加えれば、補正係数 $C_{m,n}$ がそれぞれ求まる。

また、より高精度に補正係数を求める場合には、適当に、サスペンションに荷重 ΔF_{zsn} を16通り加えれば、16個の式から成り立つ連立方程式ができるので、16個の補正係数 $C_{m,n}$ は求まる。

よって、 $C_{m,n}$ の値を記憶しておけば、サスペンション受皿部での測定荷重 ΔF_{zsn} から、各車輪のバネ上荷重 F_{zbn} が求まり、更に次式のように、バネ下荷重 W_{sln} を加え、各車輪の縦荷重 F_{zn} が求まる。

【0224】

【数 90】

$$F_{z1} = F_{zb1} + W_{sl1} \quad \cdots (190-1)$$

$$F_{z2} = F_{zb2} + W_{sl2} \quad \cdots (190-2)$$

$$F_{z3} = F_{zb3} + W_{sl3} \quad \cdots (190-3)$$

$$F_{z4} = F_{zb4} + W_{sl4} \quad \cdots (190-4)$$

【0225】

サスペンション部での測定荷重から、各車輪の縦荷重 F_{zn} を求めた場合にも、直進時には、求めた各車輪の縦荷重 F_{zn} と、各車輪のスリップ率 S_n 、車体質量 M による慣性力 $M\alpha$ とを用いて、各車輪の路面摩擦係数 μ_n を求めることができる。カーブ時には、更に各車輪の横方向の加速度センサで検出される y （横）方向加速度 α_{yn} を用いれば、各車輪の路面摩擦係数を求めることができる。具体的には、以下に示す連立方程式を解くことでも、各車輪の路面摩擦係数が求まる。

【0226】

【数 9 1】

$$F'_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot \cos \beta \cdot S'_1 \quad \dots (191-1)$$

$$F'_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot \cos \beta \cdot S'_2 \quad \dots (191-2)$$

$$F'_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot \cos \beta \cdot S'_3 \quad \dots (191-3)$$

$$F'_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot \cos \beta \cdot S'_4 \quad \dots (191-4)$$

$$F'_{xc} = M \alpha'_{xc} \quad \dots (191-5)$$

$$h_1 F'_{x1} + h_2 F'_{x2} + h_3 F'_{x3} + h_4 F'_{x4} = F'_{xc} \quad \dots (191-6)$$

【0227】

尚、直進走行時は、(191-6) 式中の h_n の和

【0228】

【数 9 2】

$$\sum_{n=1}^4 h_n$$

【0229】

は 1 となる。

【0230】

また、各車輪の駆動力 F_{xn} とトルク T_n は実半径 R_n を用いて、以下に示す関係となる。

【0231】

【数 9 3】

$$F_{xn} = \frac{T_n}{R_n} \quad \dots (192)$$

【0232】

上(187) 式を微分すると、次式となる。

【0233】

【数 9 4】

$$F'_{xn} = \frac{T'_n}{R_n} \quad \dots (193)$$

【0 2 3 4】

またトルク配分比 k_{dn} を用いると、各車輪のトルク T_n は、駆動装置のトルク T_c を用いて、次のように表される。

【0 2 3 5】

【数 9 5】

$$T_n = k_{dn} T_c \quad \dots (194)$$

【0 2 3 6】

上 (189) 式を微分すると、次式となる。

【0 2 3 7】

【数 9 6】

$$T'_n = k_{dn} T'_c \quad \dots (195)$$

【0 2 3 8】

(188)、(190) 式から、 F'_{xn} は次式で表せる。

【0 2 3 9】

【数 9 7】

$$F'_{xn} = \frac{k_{dn}}{R_n} T'_c \quad \dots (196)$$

【0 2 4 0】

これを (186-6) 式に代入すると、次式となる。

【0 2 4 1】

【数 9 8】

$$\sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} T'_c = F'_{xc} \quad \dots (197)$$

【0 2 4 2】

よって、

【0 2 4 3】

【数 9 9】

$$T'_c = 1 / \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot F'_{xc} \quad \dots (198)$$

【0 2 4 4】

そして、(191) 式に代入し (186-5) 式を用いると、各車輪の F_{xn}' は次式で表される。

【0 2 4 5】

【数 1 0 0】

$$F'_{xn} = k_{dn} / R_n \cdot \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot M \alpha'_{xc} \quad \dots (199)$$

【0 2 4 6】

また、(194) 式の M は次式により求まる。

【0 2 4 7】

【数 1 0 1】

$$M = \sum_{n=1}^4 F_{zn} \quad \dots (200)$$

【0 2 4 8】

以上から、(186-1) ~ (186-4) 式において、未知数は μ_n だけであるので、各車輪の路面摩擦係数は次式で求まる。

【0 2 4 9】

【数 1 0 2】

$$\mu_n = k_{dn} / R_n \cdot \sum_{n=1}^4 \frac{k_{dn} \cdot h_n}{R_n} \cdot M \alpha'_{xc} / 1 / k_b \cdot F_{zn} \cdot \cos \beta \cdot S_n \quad \dots (201)$$

【0 2 5 0】

サスペンション部での測定荷重から、各車輪の縦荷重 F_{zn} を求めた場合、以下に示すように、各車輪の加速度 α_{xn} , α_{yn} を用いて、各車輪の F_{xn} , F_{yn} がより高精度に求まる。

【0 2 5 1】

【数 1 0 3】

$$F_{xn} = \frac{F_{zn}}{g} \alpha_{xn} \quad \dots (202-1)$$

$$F_{yn} = \frac{F_{zn}}{g} \alpha_{yn} \quad \dots (202-2)$$

【0 2 5 2】

また、サスペンション部での荷重を測定した場合、計算により求めていたローリング、ピッチング、駆動力の反力モーメントによる縦荷重の変動は、測定値に含まれているので、より高精度に路面摩擦係数を求めることが可能となる。更に、この場合、重心位置は、(184) 式の f_n を F_{zn} とおきかえた次式を解くことで、常時、高精度に求めることが可能となる。

【0 2 5 3】

【数 104】

$$L_{a1} : L_{a2} = \frac{1}{F_{z1}} : \frac{1}{F_{z2}} \quad \dots (202-11)$$

$$L_{a3} : L_{a4} = \frac{1}{F_{z3}} : \frac{1}{F_{z4}} \quad \dots (202-12)$$

$$L_{b1} : L_{b3} = \frac{1}{F_{z1}} : \frac{1}{F_{z3}} \quad \dots (202-13)$$

$$L_{b2} : L_{b4} = \frac{1}{F_{z2}} : \frac{1}{F_{z4}} \quad \dots (202-14)$$

【0254】

次に、制御方法について説明する。

まず、直進走行時の制御方法について、以下に示す。直進時は、限界スリップ率を求めて（予測して）、ABS等のブレーキ制御やTCS等の駆動力制御を行うことが可能である。

ここで、限界スリップ率とは各車輪が滑り出すスリップ率のことである。

【0255】

図24に示すように、 F_x-S 特性図中で、 S が小さい場合は、 S の増加とともに F_x は、ほぼ直線的に増加し、その後、 F_x の増加は緩やかとなり、最大値を示し、減少する。

F_x が最大値を示した時の S が限界スリップ率であり、それ以上の S だとスリップしている状態となる。

よって、 F_x-S 曲線の傾きを測定し、限界スリップ率を超えないように制御を行う、

具体的には、 F_x-S 曲線の傾き、つまり、 $dF_x/dS = (dF_x/dt) / (dS/dt)$ を測定する。スリップ率 S が小さい場合、その値はほぼ一定となるが、スリップ率 S が大きくなり、限界スリップ率に近づくと、 dF_x/dS は小さくなる。よって、 dF_x/dS の値が、前回計算値に比較して、例えば、 $1/2$ 、 $1/3$ 、 $1/5$ 、 $1/10$ 、 $1/20$ などと値を設定しておき、それ以下の値となった時、ブレーキあるいはエンジンスロットルの開閉等を行い、制御する。

また、限界スリップ率が明らかな場合には、スリップ率 S が限界スリップ率を超えないように、上述した制御を行えばよい。

【0256】

次に、カーブ走行時のスタビリティコントロール（安定制御）の方法について、以下に示す。

カーブ走行時は、車輪の横（ g ）方向にもサイドフォース F_{gn} が働くため、各車輪を直接制御できないので、予測を行い、各車輪が滑るのを未然に防止する。

その方法としては、たとえば、各車輪に働く力 F_w の時間増加率 dF_w/dt を測定し、数秒後に働く力を予測し、その力が、各車輪が滑り出す力より大きい場合、ブレーキやエンジンスロットルの開閉等による制御を行う。

【0257】

以下に、具体的にその方法を示す。

まず、摩擦円の法則について示す。摩擦円の法則は、各車輪で成り立ち、図25に示すように、各車輪の駆動力 F_{xn} とサイドフォース F_{yn} との合力 F_{wn} と、滑り出す限界の力 F_{ln} との関係を示したものである。つまり、 F_w が半径 F_{ln} の摩擦円より大きくなった時、車輪は滑り始める。ここで、各車輪が滑り始める力 F_{ln} は、次式で求まる。

【0258】

【数 105】

$$F_{1n} = \mu_n F_{zn} \cdot \cos \beta = \mu_n f_n Mg \cdot \cos \beta \quad \dots (203)$$

【0259】

一方、各車輪に働く力は、次のように表される。x 方向に働く駆動力 F_{xn} は次式で求まる。

【0260】

【数 106】

$$F_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 = \frac{1}{k_b} \mu_1 f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_1 \quad \dots (204-1)$$

$$F_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 = \frac{1}{k_b} \mu_2 f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_2 \quad \dots (204-2)$$

$$F_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 = \frac{1}{k_b} \mu_3 f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_3 \quad \dots (204-3)$$

$$F_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 = \frac{1}{k_b} \mu_4 f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_4 \quad \dots (204-4)$$

【0261】

各車輪の y 方向に働くサイドフォース F_{yn} は次式から求まる。

【0262】

【数 107】

$$F_{y1} = f_1 \alpha_{y1} M \quad \dots (205-1)$$

$$F_{y2} = f_2 \alpha_{y2} M \quad \dots (205-2)$$

$$F_{y3} = f_3 \alpha_{y3} M \quad \dots (205-3)$$

$$F_{y4} = f_4 \alpha_{y4} M \quad \dots (205-4)$$

【0263】

よって、各車輪に働く合力 F_{wn} は次式から求まる。

【0264】

【数 108】

$$F_{wn} = \sqrt{F_{xn}^2 + F_{yn}^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n f_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n \right)^2 + (f_n \alpha_{yn})^2} \cdot M \quad \dots (206)$$

【0265】

このように、各車輪のスリップ率 S_n と、縦荷重 F_{zn} 、y (横) 方向加速度 α_{yn} を用いて、各車輪の合力 F_{wn} (駆動力 F_{xn} とサイドフォース F_{yn} のベクトル和) が求まる。また、直進時は、y (横) 方向に力を受けないので、合力 F_{wn} と駆動力 F_{xn} が等しくなり、y (横) 方向加速度 α_{yn} を用いなくてもよい。なお、 $\alpha_{yn} \doteq 0$ とすれば、(106) 式を用いて、各車輪の合力 F_{wn} を求めてもよい。

【0266】

摩擦円の法則から明らかなように、各車輪において合力 F_{wn} が F_{1n} 以下であれば、

車輪は滑らない。よって、次式が成り立つ時、各車輪は滑らない。

【0267】

【数109】

$$\sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n\right)^2 + (\alpha_{yn})^2} \cdot M \cdot f_n \leq \mu_n f_n M g \cdot \cos \beta \quad \dots (207)$$

【0268】

上(202)式の両辺に f_n , M があるので消え、次式が成り立つとき、滑らないことになる。

【0269】

【数110】

$$\sqrt{\left(\frac{1}{k_b} \mu_n g \cdot \cos \beta \cdot S_n\right)^2 + (\alpha_{yn})^2} \leq \mu_n g \cdot \cos \beta \quad \dots (208)$$

【0270】

上(203)式が成り立つように、カーブ走行時は、制御を行う。具体的な方法を以下に示す。

【0271】

図26に示すように、時刻 T_1 において、 $(dF_{wn}/dt)_{(T_1)}$ の測定を行い、 t 秒後(例えば0.5秒, 1秒, 2秒)の時刻 T_2 における各車輪に作用する力 $F_{wn}(T_2)$ を、次式のように予測する。

【0272】

【数111】

$$F_{wn}(T_2) = F_{wn}(T_1) + \left(\frac{dF_{wn}}{dt} \right)_{(T_1)} \cdot t \quad \dots (209)$$

【0273】

そして、 $F_{wn}(T_2) \geq F_{1n}$ となる時には、時刻 T_1 において、ブレーキやエンジンスロットル等の制御を行い、各車輪の滑りを未然防止する。

図26を用いて説明すると、a点, b点について、a点の場合、傾き $(dF_{wn}/dt)_{(T_1)}$ が小さいので、時刻 T_2 において、 $F_{wn}(T_2) < F_{1n}$ となるので、制御しないが、b点の場合、傾き $(dF_{wn}/dt)_{(T_1)}$ が大きく、時刻 T_2' において、 $F_{wn}(T_2) \geq F_{1n}$ と予測されるので、上述の制御を行う。

【0274】

次に、キングピン角、キャスタ角、キャンバ角、ヨー角の影響の除去について説明する。

自動車をもつキングピン角、キャスタ角、キャンバ角、ヨー角等によって、加速度センサ221の測定値に影響が出る場合は、実験値を記憶させておき、その影響を除去すればよい。

図27に示すように、路面凹凸部を通過する時、サスペンションが伸縮し、測定値に誤差が生じ、対地速度およびスリップ率等に誤差が生じる。その場合、各車輪支持部材(車

輪ユニット、車軸ユニットともいう。)に z 方向加速度センサ221を取付け、路面凹凸等による振動を検出し、補正を行い、高精度に対地速度およびスリップ率を求めることが可能である。

また、車体側にも、 z 方向加速度センサ221を取付ければ、その差を測定することで、より高精度に路面凹凸等による振動成分を除去することが可能である。

【0275】

次に、居眠り運転に対する警告表示に応用する考え方について説明する。(各車輪に設置しなくてもよい)図28、図29に示すように、車両が受ける y (横)方向加速度は、直進時、カーブ時、S字カーブでは図28のようになる。しかし、居眠り運転は、図29に示すようになると考えられる。

よって、直進時、カーブ時ともにある一定時間の近似曲線(直進時は直線)に対して、その振れと周期を測定し、居眠り運転の可能性がある場合、ドライバーに警告できる。

【0276】

次に、加速度センサ221について説明する。

一般的に、自動車の受ける加速度は急発進、急ブレーキ時に最大となり、 $\pm 0.5G$ 程度と考えられる。よって、加速度計の測定レンジは、それよりも大きい必要がある。また、低速度の時は、微小な加速度変化に対応するため、高分解能が必要となり、高速走行時には、高応答性が必要となる。

【0277】

以下に加速度センサ221について詳細に説明する。

1. アナログ・デバイス株式会社製、「ADXL202E」

2軸加速度センサで、測定レンジは、 $\pm 2G$ である。5Vで作動しデジタル信号または増幅アナログ信号出力である。データ転送速度は0.01Hzから5KHzまで接続コンデンサにより可変であり、応答性と分解能は次のような関係となる。60Hz-2mg、20Hz-1mg、5Hz-0.5mg。耐衝撃は1000gであり、耐熱温度は-65~150℃である。高速応答が可能である。サイズは5mm×5mm×2mmと小型で、1個500円程度と低価格であり、様々な分野で使われている。これを2個使えば x 、 y 方向の加速度と x 、 y 軸回りの角加速度が求められる。

2. 日立金属株式会社製ピエゾ抵抗型3軸加速度センサ

加速度の作用により生じる力によって、ピエゾ抵抗に応力が発生し、加速度の検出を行う。1軸の加速度センサを3個、2軸の加速度センサを2個組み立てて、3軸方向の加速度を同時に検出可能で、傾きの検出も可能である。測定レンジは、 $\pm 3G$ で、パッケージサイズが4.8×4.8×1.25mmと超小型である。

3. 北陸電気工業製ピエゾ抵抗型3軸加速度センサ

日立金属製と同様に3軸の加速度の同時検出が可能である。測定レンジは、 $\pm 2G$ であり、サイズは5.2×5.6×1.35mmである。

(関連特許文献)特開2003-240795号公報、

特開2002-243759号公報

上述した加速度センサも含めて、加速度センサ221には、測定原理により、ピエゾ抵抗型、静電容量型、圧電型等があり、本方法で用いる加速センサはいずれでもよい。

【0278】

次に、センサの取付け位置について説明する。

加速度センサ221は、各車輪の挙動を測定するので、タイヤ幅の中心部に取付けるのが理想的である。直進走行時には、車軸ユニットに取付けられていればよいが、カーブ走行時には、タイヤ幅中心からずれると、測定される加速度に誤差が生じるため、各車輪の対地速度 V_n およびスリップ率 S_n にも誤差が生じる。よって、加速度センサ221は、タイヤホイールのリム幅内に取付けるのが望ましい。

【0279】

図30に示すように、加速度センサ221の取付け位置を変えて(タイヤ中心と加速度センサ取付け位置との距離をオフセット量とする)各種シミュレーションを行ったところ

、タイヤ幅中心から一定の幅内に取付けられれば、実用レベルであることがわかった。なお、オフセットの影響は、車体内側も外側もほぼ同じであった。

従って、加速度センサ 221 はタイヤ中心から、150mm 以内に取り付けられるのが望まし

い。また、加速度センサ 221 を、タイヤホイールのリム幅内あるいは、タイヤ中心から、150mm 以内に取り付けられない場合は、以下に示すように、タイヤの旋回角から、オフセッ

ト量を補正し、対地速度 V_n 、スリップ率 S_n を求める方法もある。なお、加速度センサ 221 がリム幅内あるいはタイヤ中心から 150mm 以内に取り付けられている場合でも、補正計

算を行えば、より高精度に加速度が求まる。

【0280】

図 31 に示すように、車輪 n ($n=1, 2, 3, 4$) に、タイヤ中心から y_{off} (mm) の位置に、加速度センサ 221 が取付けられている場合について説明する。

車輪 n が X_n 方向に進行していて、 X_n 方向に旋回する時、各車輪のスリップ角 θ_n はハンドルの切れ角から求まる。この時、センサ取付け位置では、タイヤ中心に比べ、次式で示す加速度 $\Delta\alpha$ が作用するので、減算し、補正する。

【0281】

【数 112】

$$\Delta\alpha_{Xn} = y_{off} \cdot \theta_n'' \quad \dots (210)$$

【0282】

【数 113】

$$\Delta\alpha_{Yn} = y_{off} \cdot (\theta_n')^2 \quad \dots (211)$$

【0283】

つまり、センサ取付位置では、タイヤ中心位置を中心とした半径 y_{off} の円運動によって、加速度が生じる。 X_n 方向には、周加速度が作用し、 Y_n 方向には遠心力の加速度が生じるので、上式で求まる加速度を、測定値より減算し、補正を行う。

【0284】

次に、加速度センサ 221 および回転センサ 222 の精度について説明する。

自動車を受ける加速度は、急発進時、急ブレーキ時で、 $\pm 0.5g$ 程度であり、各車輪が受ける加速度もほぼ同様と考えられる。よって、制御する加速度は $1g$ の範囲内であり、その $1/200 \sim 1/500$ の精度が必要であるとすると、 $5mg \sim 2mg$ の分解能が必要となる。また、自動車は、急ブレーキ時等は加速度が急激に変化し、その絶対値が大きい場合には、高応答性を要求し、低速時等は高精度の制御が要求される。アナログ・デバイセズ社製の加速度センサはコンデンサを変えることで、 $0.01Hz$ から $5kHz$ まで応答性が可変であり、それによって分解能も変えることができる。よって、加速度センサは、検出した加速度の絶対値が大きい場合、高応答性が要求されるので、応答性を $60Hz$ とすればよく、その時の分解能は $2mg$ となる。更に、応答性を上げてよい。また、高精度が必要な時は、 $5Hz$ とすれば、分解能は $0.5mg$ となる。

【0285】

次に、 z 方向加速度計 (角速度センサ) について説明する。

z 方向の加速度を測定することで、

(1) 路面勾配の測定

(2) 路面凹凸等による振動の測定

が可能となる。実際には、路面勾配の測定を行いたい時は、出力された z 方向加速度のデータを数回記憶しておき、平均化することで、細かい加速度のデータが消え、大きな加速度変化が出力され、路面勾配がわかる。逆に、路面凹凸等による振動を測定する時には、平均化処理を行わないか、平均化するとしても、その個数を小さくすればよい。なお、平均化する z 方向加速度の個数が異なる加速度計を複数個設置してもよい。また、3 軸角度センサ、6 軸モーションセンサ等を設置すれば、より高精度に制御できる。

【0286】

つぎに、2 軸駆動 (FF, FR) の荷重分担比 f_n の算出方法について説明する。

FF, FR といった二輪駆動車の場合には、以下に示す方法で、荷重分担比 f_n が求まる。ブレーキ時で、なおかつ、ニュートラル時、つまり、自動車の駆動装置から各車輪へ駆動力の伝達がない時には、図 8 に示すように、各車輪のブレーキの液圧から、各車輪の制動力 F_{xn} が求まる。各車輪の制動力 F_{xn} とスリップ率 S_n とには、次式が成り立つ。

【0287】

【数 114】

$$F_{x1} = \frac{1}{k_b} \mu_1 F_{z1} \cdot S_1 \quad \dots (212-1)$$

$$F_{x2} = \frac{1}{k_b} \mu_2 F_{z2} \cdot S_2 \quad \dots (212-2)$$

$$F_{x3} = \frac{1}{k_b} \mu_3 F_{z3} \cdot S_3 \quad \dots (212-3)$$

$$F_{x4} = \frac{1}{k_b} \mu_4 F_{z4} \cdot S_4 \quad \dots (212-4)$$

【0288】

上式を変形すると、次式となる。

【0289】

【数 115】

$$F_{z1} = F_{x1} / \frac{1}{k_b} \mu_1 \cdot S_1 \quad \dots (213-1)$$

$$F_{z2} = F_{x2} / \frac{1}{k_b} \mu_2 \cdot S_2 \quad \dots (213-2)$$

$$F_{z3} = F_{x3} / \frac{1}{k_b} \mu_3 \cdot S_3 \quad \dots (213-3)$$

$$F_{z4} = F_{x4} / \frac{1}{k_b} \mu_4 \cdot S_4 \quad \dots (213-4)$$

【0290】

ここで、一時的に各車輪の摩擦係数が等しいと考え、次式のように μ_m とする。

【0291】

【数 116】

$$\mu_m = \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 \quad \dots (214)$$

【0292】

上式を連立方程式(213)式に代入すると、

【0293】

【数 117】

$$F_{z1} = F_{x1} / \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_1 \quad \dots (215-1)$$

$$F_{z2} = F_{x2} / \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_2 \quad \dots (215-2)$$

$$F_{z3} = F_{x3} / \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_3 \quad \dots (215-3)$$

$$F_{z4} = F_{x4} / \frac{1}{k_b} \mu_m \cdot S_4 \quad \dots (215-4)$$

【0294】

上式から、各車輪の荷重分担比の比率は次のように求まる。

【0295】

【数 118】

$$f_1 : f_2 : f_3 : f_4 = F_{z1} : F_{z2} : F_{z3} : F_{z4} = F_{x1}/S_1 : F_{x2}/S_2 : F_{x3}/S_3 : F_{x4}/S_4 \quad \dots (216)$$

【0296】

全体の制動力を $F_b = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}$ とし、それに対する各車輪の制動力の比率を b_n とする。

【0297】

【数119】

$$b_1 = F_{x1}/F_b, \quad b_2 = F_{x2}/F_b, \quad b_3 = F_{x3}/F_b, \quad b_4 = F_{x4}/F_b \quad \dots (217)$$

【0298】

この比率を用いると、荷重分担比は次のようになる。

【0299】

【数120】

$$f_1 : f_2 : f_3 : f_4 = b_1/S_1 : b_2/S_2 : b_3/S_3 : b_4/S_4 \quad \dots (218)$$

【0300】

係数 k を掛ければ、 $f_n = k (b_n/S_n)$ と考えられる。 $f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 1$ に代入する。

【0301】

【数121】

$$k \frac{b_1}{S_1} + k \frac{b_2}{S_2} + k \frac{b_3}{S_3} + k \frac{b_4}{S_4} = 1 \quad \dots (219)$$

【0302】

上(219)式を整理すると、次式のように k が求まる。

【0303】

【数122】

$$k \left(\frac{b_1}{S_1} + \frac{b_2}{S_2} + \frac{b_3}{S_3} + \frac{b_4}{S_4} \right) = 1 \quad \dots (220)$$

【0304】

【数123】

$$k = 1 / \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots (221)$$

【0305】

k が求まったので、各車輪の荷重分担比が次のように求まる。

【0306】

【数 1 2 4】

$$f_1 = \frac{b_1}{S_1} \bigg/ \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots (222-1)$$

$$f_2 = \frac{b_2}{S_2} \bigg/ \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots (222-2)$$

$$f_3 = \frac{b_3}{S_3} \bigg/ \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots (222-3)$$

$$f_4 = \frac{b_4}{S_4} \bigg/ \sum_{n=1}^4 \frac{b_n}{S_n} \quad \dots (222-4)$$

【0307】

各車輪の路面摩擦係数は次式で求まる。

【0308】

【数 1 2 5】

$$\mu_1 = F_{x1} \bigg/ \frac{1}{k_b} f_1 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_1 \quad \dots (223-1)$$

$$\mu_2 = F_{x2} \bigg/ \frac{1}{k_b} f_2 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_2 \quad \dots (223-2)$$

$$\mu_3 = F_{x3} \bigg/ \frac{1}{k_b} f_3 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_3 \quad \dots (223-3)$$

$$\mu_4 = F_{x4} \bigg/ \frac{1}{k_b} f_4 Mg \cdot \cos \beta \cdot S_4 \quad \dots (223-4)$$

【0309】

なお、各車輪のブレーキ時の液圧がわからない場合は、各車輪に働く制動力を等しい $F_{x1} = F_{x2} = F_{x3} = F_{x4} = 1/4 F_{xb}$ として、荷重分担比を求め、路面摩擦係数を求めればよい。なお、荷重分担比も、エンジンを切る等により、自動車の電気系統（電源）が切れた場合は、その値を記憶しておき、次の計算時に使用する。

【0310】

次に、スリップ率を求める別法について説明する。

各車輪の速度およびスリップ率を求める別法として、以下に示す方法もある。

【0311】

(1) 積分法

微小時間 Δt 内で、加速度センサ 221 の出力から重力影響を除いて求めた真の加速度 α_x から速度変化分 ΔV_α を求め、一方、回転センサ 222 の出力 ω から回転角速度の変化分 $\Delta \omega$ を求め、その比率から、各車輪の仮想半径 r を求める。まず、時間 t_1 から t_2 までの微小時間 Δt での速度変化分 ΔV_α は α_x から、次式で求まる。

【0312】

【数126】

$$\Delta V_\alpha = \int_{t_1}^{t_2} \alpha_x dt \quad \dots (224)$$

【0313】

次に、同じ t_1 から t_2 までの微小時間 Δt での回転速度の変化分 $\Delta \omega$ は、回転センサ 22 の出力 ω_{t1} , ω_{t2} から、次式で求まる。

【0314】

【数127】

$$\Delta \omega = \omega_{t2} - \omega_{t1} \quad \dots (225)$$

【0315】

上2式の比率から、各車輪の仮想半径 r は次式より求まる。

【0316】

【数128】

$$r = \Delta V_\alpha / \Delta \omega = \int_{t_1}^{t_2} \alpha_x dt / (\omega_{t2} - \omega_{t1}) \quad \dots (226)$$

【0317】

上式の r の比が、時間に依らず一定でかつ 0 (ゼロ) でない時には、各車輪対地速度 V は次式で求まる。

【0318】

【数129】

$$V = r \omega = \int_{t_1}^{t_2} \alpha_x dt / (\omega_{t2} - \omega_{t1}) \cdot \omega \quad \dots (227)$$

【0319】

r の比が変化しはじめた場合、その時の時刻を t_1 とし、その時点の対地速度を V_{t1} とすれば、時間 t 後の対地速度は、次式で求まる。

【0320】

【数130】

$$V = V_{t1} + \int_{t_1}^t \alpha_x dt \quad \dots (228)$$

【0321】

また、前述したような、車両のニュートラル状態で、各車輪のタイヤ実半径 R が、次式により求まる。

【0322】

【数131】

$$R = \frac{V}{\omega} \quad \dots (229)$$

【0323】

なお、(112) 式で前述したようにニュートラル状態は、次式が成り立つ時である。

【0324】

【数132】

$$\alpha + g \sin \beta \equiv 0 \quad \dots (230)$$

【0325】

以上から求まった V , R を用いて、各車輪のスリップ率 S が求まり、各車輪のスリップ状態がわかる。

【0326】

【数133】

$$S = 1 - V/R\omega \quad \dots (231)$$

【0327】

【数134】

$$S = 1 - R\omega/V \quad \dots (232)$$

【0328】

また、 α_x と回転センサ 222 の出力の比を表す。仮想半径 r は、次式で表すように、 t_1 から t_2 の微小時間 Δt で加速度の 2 回積分から移動距離 ΔL を求め、回転センサ 222 の 1 回積分から回転角度 $\Delta \theta$ を求めてもよい。 $\Delta \theta$ は回転角度の差として求めてもよい。

【0329】

【数135】

$$r = \Delta L / \Delta \theta = \int \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt^2 / \int_{t_1}^{t_2} \omega dt = \int \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt^2 / \theta_{t_2} - \theta_{t_1} \quad \dots (233)$$

【0330】

(2) 合成法

車両が従動輪を有する場合、駆動時に従動輪のスリップ率が 0 (ゼロ) であるので、以下に示す方法で、各車輪のスリップ状態がわかる。

まず、平地、低速、低下速度の直進時に各車輪の対地速度は 4 つとも同じで、実半径 R を用いて、次式より求まる。

【0331】

【数 136】

$$\begin{aligned}
 V_{x1} &= V_{x2} = V_{x3} = V_{x4} & \cdots (234-1) \\
 V_{x1} &= R_1 \omega_1 & \cdots (234-2) \\
 V_{x2} &= R_2 \omega_2 & \cdots (234-3) \\
 V_{x3} &= R_3 \omega_3 & \cdots (234-4) \\
 V_{x4} &= R_4 \omega_4 & \cdots (234-5)
 \end{aligned}$$

【0332】

ここで、車輪 1、2 を従動輪とし、さらに車輪 1 の実半径 R を基準半径とする。上式から、各車輪の実半径 R は、 R_1 と回転角速度 ω から次式で表される。ここで、添字の N はニュートラル状態を示すものとする。

【0333】

【数 137】

$$\begin{aligned}
 R_1 &= R_1 & \cdots (235-1) \\
 R_2 &= (\omega_1 / \omega_2)_N \cdot R_1 & \cdots (235-2) \\
 R_3 &= (\omega_1 / \omega_3)_N \cdot R_1 & \cdots (235-3) \\
 R_4 &= (\omega_1 / \omega_4)_N \cdot R_1 & \cdots (235-4)
 \end{aligned}$$

【0334】

上式から、各車輪の実半径 R_n が R_1 の比として求まる。

次に前記条件でない直進時は、各車輪の仮想半径 r を用いると、次式が成り立つ。

【0335】

【数 138】

$$\begin{aligned}
 V_{x1} &= V_{x2} = V_{x3} = V_{x4} & \cdots (236-1) \\
 V_{x1} &= r_1 \omega_1 & \cdots (236-2) \\
 V_{x2} &= r_2 \omega_2 & \cdots (236-3) \\
 V_{x3} &= r_3 \omega_3 & \cdots (236-4) \\
 V_{x4} &= r_4 \omega_4 & \cdots (236-5)
 \end{aligned}$$

【0336】

よって、直進走行時の各車輪の仮想半径 r は車輪 1 の r_1 を用いて、次式で表される。

【0337】

【数139】

$$r_1 = r_1 \quad \dots (237-1)$$

$$r_2 = (\omega_1/\omega_2)_N \cdot r_1 \quad \dots (237-2)$$

$$r_3 = (\omega_1/\omega_3)_N \cdot r_1 \quad \dots (237-3)$$

$$r_4 = (\omega_1/\omega_4)_N \cdot r_1 \quad \dots (237-4)$$

【0338】

この時、従動輪1および2の仮想半径はスリップ率が0であるので、次式が成り立つ。

【0339】

【数140】

$$r_1 = R_1 \quad \dots (238-1)$$

$$r_2 = R_2 = (\omega_1/\omega_2)_N \cdot R_1 \quad \dots (238-2)$$

【0340】

また、駆動輪3および4の仮想半径は、 R_1 を用いて次式で求まる。

【0341】

【数141】

$$r_3 = (\omega_1/\omega_3)_N \cdot R_1 \quad \dots (239-1)$$

$$r_4 = (\omega_1/\omega_4)_N \cdot R_1 \quad \dots (239-2)$$

【0342】

よって、直進時の対地速度 V_n は、 R_1 を決めておけば、次式で求まる。

【0343】

【数142】

$$V_1 = r_1 \omega_1 \quad \dots (240-1)$$

$$V_2 = r_2 \omega_2 \quad \dots (240-2)$$

$$V_3 = r_3 \omega_3 \quad \dots (240-3)$$

$$V_4 = r_4 \omega_4 \quad \dots (240-4)$$

【0344】

各車輪のスリップ率 S_n は、次式で求まる。

【0345】

【数 1 4 3】

$$\begin{aligned}
 S_1 &= 0 & \dots & (2\ 4\ 1-1) \\
 S_2 &= 0 & \dots & (2\ 4\ 1-2) \\
 S_3 &= 1 - r_3/R_3 & \dots & (2\ 4\ 1-3) \\
 S_4 &= 1 - r_4/R_4 & \dots & (2\ 4\ 1-4)
 \end{aligned}$$

【0 3 4 6】

次に、カーブ時について説明する。

カーブ時は、 $V_{x1} = V_{x2} = V_{x3} = V_{x4}$ が成り立たないので、次の方法で仮想半径を求める。従動輪はスリップ率が 0 であるので、次式が成り立つ。

【0 3 4 7】

【数 1 4 4】

$$\begin{aligned}
 r_1 &= R_1 & \dots & (2\ 4\ 2-1) \\
 r_2 &= R_2 = (\omega_2/\omega_1)_N \cdot R_1 & \dots & (2\ 4\ 2-2)
 \end{aligned}$$

【0 3 4 8】

駆動輪 3、4 は、加速度を積分し、積分前の値 V_{x3} に加算し、対地速度 V を求めると

【0 3 4 9】

【数 1 4 5】

$$\begin{aligned}
 V_{x3} &= V'_{x3} + \int_{t1}^t \alpha dt & \dots & (2\ 4\ 3-1) \\
 V_{x4} &= V'_{x4} + \int_{t1}^t \alpha dt & \dots & (2\ 4\ 3-2)
 \end{aligned}$$

【0 3 5 0】

ただし、 V_{xn} は R_1 を基準としているので、実際の速度ではないので、微分法または積分法、又は他の方法で、実半径 R_1 を求めれば、より高精度に求まる。

各車輪の対地速度 V_n を、回転角速度 ω_n で割り、仮想半径 r を求める。

【0 3 5 1】

【数 1 4 6】

$$\begin{aligned}
 r_3 &= V_{x3}/\omega_3 & \dots & (2\ 4\ 4-1) \\
 r_4 &= V_{x4}/\omega_4 & \dots & (2\ 4\ 4-2)
 \end{aligned}$$

【0 3 5 2】

以上のようにして、各車輪の実半径 R_n 、仮想半径 r_n を使って、各車輪のスリップ状態がわかる。以下に、各車輪のスリップ率を求める式を示す。

【0353】

【数147】

$$S_1 = 0 \quad \dots (245-1)$$

$$S_2 = 0 \quad \dots (245-2)$$

$$S_3 = 1 - r_3 / R_3 \quad \dots (245-3)$$

$$S_4 = 1 - r_4 / R_4 \quad \dots (245-4)$$

【0354】

以上、本発明を実施するための第1実施形態を説明したが、本発明は上記実施形態に限定して解釈されるべきではなく、適宜変更・改良が可能であることはもちろんである。

例えば、二輪駆動の場合は、車両の直進時において、従動輪の周速度 V_{cf} を車体速度 V_d とし、この車体速度 V_d と駆動輪の周速度 V_{cd} から駆動輪のスリップ率 λ_d を求めることで、常時リアルタイムで駆動輪のスリップ率を測定することができ、これにより、ドライブ時にも、理想スリップ率を超えないように、スロットルバルブを閉じたり、デフレンシャル制御を行ってトラクションコントロールをしたりすることができる。

【0355】

又、上記実施形態では、1本の車輪の場合を例に採ったが、トラック等の車輪が複数個合わさっている副輪構造（所謂ダブルタイヤ等）にも本発明を適用することができる。この場合、複数本の車輪を合わせた状態の外側リムと内側リムとの間のリム幅内に前記加速度センサ221を配置する。

【0356】

(応用例1)

車両の各車軸ユニットに取付けられた加速度センサと、車輪の回転センサと、を使い、前記回転センサで検出した回転数と、前記加速度センサで検出した加速度と、を組み合わせ、前記各車軸ユニットのスリップ状態を求めることを特徴とする車輪のスリップ測定方法。

(応用例2)

車両の各車軸ユニットに取付けられた各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサと、を使い、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、を組み合わせ、各車輪の対地速度 V を、 $V = (\alpha / \omega') \cdot \omega$ にて求める方法。

【0357】

(応用例3)

応用例2において、前記加速度は、加速度により発生する力を利用して測定する加速度センサの場合は、その出力 α_a と路面勾配角度 β と、重力加速度 g とを用いて、真の加速度 α を、 $\alpha = \alpha_a + g \sin \beta$ にて求めたものである方法。

(応用例4)

応用例2または応用例3において、 α / ω' が、ほぼ一定の時に、 V を求める方法。

【0358】

(応用例5)

応用例2または応用例3において、 α / ω' が、ほぼ一定の時には、 $V = (\alpha / \omega') \cdot \omega$ にて各車輪の対地速度 V を求め、 α / ω' が、ほぼ一定ではなくなった時からは、

【0359】

【数 148】

$$V = V_{t1} + \int_{t1}^t \alpha dt$$

【0360】

にて各車輪の対地速度 V を求め、各車輪（タイヤ）の実半径 R を、 $R = V / \omega$ にて求める方法。

(応用例 6)

応用例 5 において、各車輪の実半径 R を、ニュートラル状態の時、即ち、真の加速度 α と、重力加速度 g と、路面勾配角度 β とが、 $\alpha = -g \sin \beta$ の関係になった時に前記 R を求める方法。

【0361】

(応用例 7)

応用例 5 または応用例 6 において、スリップ率 S を、駆動時は、 $S = 1 - V / (R \cdot \omega)$ にて求め、ブレーキ時は、 $S = 1 - (R \cdot \omega) / V$ にて求める方法。

(応用例 8)

各車輪のスリップ率 S と、各車輪が受ける縦荷重 F_z と、車体質量 M による慣性力 $M \alpha$ (inertial force) とを用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ 」と、「各車輪の駆動力 F_x 」とを求める方法。

【0362】

(応用例 9)

カーブ時において、車両の各車軸ユニットに取付けられた各車輪の横方向の加速度センサの出力 α_y と、各車輪のスリップ率 S と、各車輪が受ける縦荷重 F_z と、車体質量 M による慣性力 $M \alpha$ (inertial force) とを用いて、各車輪の「路面摩擦係数 μ 」と、「各車輪の駆動力 F_x と各車輪のサイドフォースとの合力 F_w 」を求める方法。

(応用例 10)

車輪の各車軸ユニットに取付けられた各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使用し、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、を組み合わせ、各車輪の対地速度 V を、

【0363】

【数 149】

$$V = r \omega = \int_{t1}^{t2} \alpha dt / (\omega_{t2} - \omega_{t1}) \cdot \omega$$

【0364】

または、

【0365】

【数 150】

$$\int_{t1}^{t2} \alpha dt$$

【0366】

と、 $(\omega_{t2} - \omega_{t1})$ との比を求めて、各車輪を制御する方法。

【0367】

(応用例 1 1)

従動輪を有する車輪の各車軸ユニットに取付けられた各車輪の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使用し、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、従動輪の実半径と、従動輪の回転数とを組み合わせ、各車輪の対地速度 V と、スリップ率 S とを求める方法。

(応用例 1 2)

応用例 1 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 6 8 】

(応用例 1 3)

応用例 2 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

(応用例 1 4)

応用例 3 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 6 9 】

(応用例 1 5)

応用例 4 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

(応用例 1 6)

応用例 5 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 7 0 】

(応用例 1 7)

応用例 6 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

(応用例 1 8)

応用例 7 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 7 1 】

(応用例 1 9)

応用例 8 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

(応用例 2 0)

応用例 9 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 7 2 】

(応用例 2 1)

応用例 1 0 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

(応用例 2 2)

応用例 1 1 に記載した方法を用いることを特徴とする車両。

【 0 3 7 3 】

(応用例 2 3)

車輪の進行方向の加速度を測定する加速度センサと、車輪の回転角速度を測定する回転センサとを有することを特徴とする車軸ユニットまたは車軸支持用転がり軸受ユニット。

(応用例 2 4)

応用例 2 3 に記載した車軸ユニットまたは車軸支持用転がり軸受ユニットにおいて、加速度センサを、回転ホイールより軸方向内側に配置したことを特徴とする車軸ユニットまたは車軸支持用転がり軸受ユニット。

【 0 3 7 4 】

(応用例 2 5)

応用例 2 3 に記載した車軸ユニットにおいて、加速度センサを、車輪のリム幅内に配置したことを特徴とする車軸ユニット。

(応用例 2 6)

応用例 2 3 に記載した車軸支持用転がり軸受ユニットにおいて、加速度センサを、車輪のリム幅内に配置したことを特徴とする車軸支持用転がり軸受ユニット。

【 0 3 7 5 】

(応用例 2 7)

応用例 2 3 に記載した車軸ユニットにおいて、加速度センサを、車輪のリム幅の中心 (

中心線) から、軸方向に 150 mm 以内に配置したことを特徴とする車軸ユニット。

(応用例 28)

応用例 23 に記載した車軸支持用転がり軸受ユニットにおいて、加速度センサを、車輪のリム幅の中心 (中心線) から、軸方向に 150 mm 以内に配置したことを特徴とする車軸支持用転がり軸受ユニット。

【0376】

(応用例 29)

応用例 23 に記載した車軸ユニットにおいて、加速度センサが車輪のリム幅の中心 (中心線) に対してオフセットして取り付けられた場合の出力を計算で補正することを特徴とする車軸ユニット。

(応用例 30)

応用例 23 に記載した車軸支持用転がり軸受ユニットにおいて、加速度センサが車輪のリム幅の中心線に対してオフセットして取付けられた場合の出力を計算で補正することを特徴とする車軸支持用転がり軸受ユニット。

【0377】

(応用例 31)

車両の各車輪の回転速度測定装置又は方法は、車輪の回転速度検出用エンコーダの一回転分の各ピッチ誤差を記憶し、測定時に前記各ピッチ誤差を補正しながら、回転速度または回転角を求めることを特徴とする装置又は方法。

(応用例 32)

応用例 31 において、前記回転速度検出用エンコーダに、少なくとも一つピッチ誤差の異なる基準ピッチを設け、この基準ピッチを基準に、各ピッチ誤差を測定装置に記憶して補正することを特徴とする装置又は方法。

【0378】

(応用例 33)

車両の車輪の加速度を検出する加速度センサと、前記車輪の回転数を検出する回転数検出センサとを有し、前記回転数検出センサで検出した前記車輪の回転数と、前記加速度センサで検出した前記車輪の加速度とに基づいて、前記車輪の対地速度を求めることを特徴とする車両制御装置。

(応用例 34)

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取り付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取り付けられて、車輪ユニットの進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットと、車両の制動に応じてトリガー信号を発生するトリガー信号発生装置と、前記トリガー信号の発生時または、その前に検出した前記回転センサからの信号に応じて、前記車輪の周速を車軸の速度として記憶する記憶装置と、前記検出時より、前記加速度センサから出力される加速度信号に基づく加速度を積分し、追加分の車軸速度を求める積分装置と、前記追加分の車軸速度と、新たに検出された車輪の周速とから、スリップ率を演算する演算装置と、得られたスリップ率を基に制動を制御する制動制御装置と、を有することを特徴とする車両。

【0379】

(応用例 35)

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取り付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取り付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取り付けられて、前記車輪ユニットの進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットと、車両の制動に応じてトリガー信号を発生するトリガー信号発生装置とを使い、車両の制動に応じてトリガー信号を発生するステップと、前記トリガー信号の発生時又はその前に検出した前記回転速度セ

ンサからの信号に応じて、車輪の周速を車軸の速度として記憶するステップと、前記検出時より、前記加速度センサから出力される加速度信号に基づく加速度を積分し、追加分の車軸速度を求めるステップと、前記追加分の車軸速度と、新たに検出された車輪の周速とからスリップ率を演算するステップと、得られたスリップ率を基に制動を制御するステップと、を有することを特徴とする車両の制御方法。

【0380】

(応用例 36)

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットであって、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内に配置されていることを特徴とする車輪ユニット。

(応用例 37)

静止輪と、回転輪と、前記静止輪と前記回転輪との間に配置された複数の転動体と、前記回転輪に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止輪に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止輪に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪支持用転がり軸受ユニットであって、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内に配置されていることを特徴とする車輪支持用転がり軸受ユニット。

【0381】

(応用例 38)

静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪ユニットであって、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内、又は、前記車輪のリム幅の中心線から軸方向に 150 mm 以内に配置されていることを特徴とする車輪ユニット。

(応用例 39)

静止輪と、回転輪と、前記静止輪と前記回転輪との間に配置された複数の転動体と、前記回転輪に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止輪に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止輪に取付けられて、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する加速度センサと、を有する車輪支持用転がり軸受ユニットであって、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内、又は、前記車輪のリム幅の中心線から軸方向に 150 mm 以内に配置されていることを特徴とする車輪支持用転がり軸受ユニット。

【0382】

(応用例 40)

車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材と、前記静止部材に対して回転自在となっている回転部材と、前記回転部材に取付けられたセンサロータと、前記センサロータに対向するようにして前記静止部材に取付けられ、前記センサロータの回転速度に応じた回転速度信号を出力する回転速度センサと、前記静止部材に取付けられ、車輪の進行方向の加速度に応じた加速度信号を出力する半導体式の加速度センサと、前記車輪ユニットに取付けられ、前記加速度信号を配線の変形による影響を受けない形に処理して該処理後の信号を車体側の制御器に出力する加速度信号処理装置と、を有することを特徴とする車輪ユニット。

(応用例 41)

車輪におけるタイヤに駆動力または制動力が作用していないような車両の予備走行時に

、前記車輪の進行方向の予備進行加速度と、前記車輪の予備回転角速度とを検出し、前記予備回転角速度を微分して前記車輪の予備回転角加速度を求め、前記予備回転角加速度と前記予備進行加速度から前記車輪のタイヤ半径を求めた後、さらに前記車両の実走行時に、前記車輪の進行方向の実進行加速度と、前記車輪の実回転角速度とを検出し、前記実回転角速度を微分して前記車輪の実回転角加速度を求め、前記実回転角加速度と前記実進行加速度から、スリップ率をゼロと見なして求められる見かけのタイヤ半径と前記予備走行時の前記タイヤ半径との比率を求めて、前記比率を前記タイヤのスリップ率として得ることを特徴とするスリップ率測定方法。

【0383】

(応用例 4 2)

車輪におけるタイヤに駆動力または制動力が作用していないような車両の予備走行時に、前記車輪の進行方向の予備進行加速度と、前記車輪の予備回転角速度とを検出し、前記予備回転角速度を微分して前記車輪の予備回転角加速度を求め、前記予備進行加速度と前記予備回転角加速度を単位時間あたりで積分して、前記単位時間あたりの予備進行速度及び予備回転角速度の増加量から前記車輪のタイヤ半径を求めた後、さらに前記車両の実走行時に、前記車輪の進行方向の実進行加速度と、前記車輪の実回転角速度とを検出し、前記実回転角速度を微分して前記車輪の実回転角加速度を求め、前記実進行加速度と前記実回転角速度の増加量からスリップ率をゼロと見なして求められる見かけのタイヤ半径と前記予備走行時の前記タイヤ半径との比率を求めて、前記比率を前記タイヤのスリップ率として得ることを特徴とするスリップ率測定方法。

【0384】

(応用例 4 3)

車輪におけるタイヤに駆動力または制動力が作用していないような車両の予備走行時に、

従動輪及び駆動輪のそれぞれの予備回転角速度を検出し、前記従動輪の何れか一つのタイヤ半径及び前記予備回転角速度を基準として、他の車輪との前記予備回転角速度の比から他の車輪のタイヤ半径を求めた後、さらに前記車両の実走行時に、少なくとも前記駆動輪の進行方向の実進行加速度及び実回転角速度を検出し、前記タイヤ半径及び前記実回転角速度から求められる少なくとも前記駆動輪の実進行速度を求め、前記実進行加速度から車両の挙動変化を検出してトリガー信号を発生させ、前記トリガー信号の発生時から少なくとも前記駆動輪の前記実進行加速度を積分して前記実進行速度に加算することで、挙動変化した非定常時の少なくとも前記駆動輪の非定常進行速度を求め、前記実回転角速度と前記非定常進行速度から、スリップ率をゼロと見なして求められる見かけのタイヤ半径と前記予備走行時の前記タイヤ半径との比率を求めて、前記比率を前記タイヤのスリップ率として得ることを特徴とするスリップ率測定方法。

【0385】

(応用例 4 4)

応用例 4 1～応用例 4 3のいずれか一項に記載したスリップ率測定方法を用いて得られた前記スリップ率の単位時間あたりのスリップ変化率を算出し、前記スリップ変化率が所望の値以下となるように車両の制動を制御することを特徴とする車両の制御方法。

(応用例 4 5)

応用例 4 1～応用例 4 3のいずれか一項に記載したスリップ率測定方法、または応用例 4 4に記載した車両の制御方法を用いるために車輪に設けられた加速度センサと回転速度センサとを有することを特徴とするスリップセンサ。

【0386】

(応用例 4 6)

応用例 4 5に記載のスリップセンサを備えていることを特徴とするスリップセンサベアリング。

(応用例 4 7)

応用例 4 1 ~ 応用例 4 3 のいずれか一項に記載のスリップ率測定方法、または請求項 4 4 に記載した車両の制御方法を用い、自動車の走行状態を制御することを特徴とするスリップコントロールシステム。

(応用例 4 8)

応用例 3 3 に記載の車両制御装置に用いる前記加速度センサと前記回転数検出センサとを取り付けていることを特徴とする車輪支持用転がり軸受ユニット。

【0387】

(応用例 4 9)

車両の車体に取り付けられた車体の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサと、を使い、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、を組み合わせ、車体の対地速度 V を、 $V = (\alpha / \omega') \cdot \omega$ にて求める方法。

(応用例 5 0)

応用例 4 9 において、前記加速度は、加速度により発生する力を利用して測定する加速度センサの場合は、その出力 α_a と路面勾配角度 β と、重力加速度 g とを用いて、真の加速度 α を、 $\alpha = \alpha_a + g \sin \beta$ にて求めたものである方法。

【0388】

(応用例 5 1)

応用例 4 9 または応用例 5 0 において、 α / ω' が、ほぼ一定の時に、 V を求める方法。

(応用例 5 2)

応用例 4 9 または応用例 5 0 において、 α / ω' が、ほぼ一定の時には、 $V = (\alpha / \omega') \cdot \omega$ にて車体の対地速度 V を求め、 α / ω' が、ほぼ一定ではなくなった時からは、

【0389】

【数151】

$$V = V_{11} + \int_{t_1}^t \alpha dt$$

【0390】

にて車体の対地速度 V を求め、各車輪（タイヤ）の実半径 R を、 $R = V / \omega$ にて求める方法。

(応用例 5 3)

応用例 5 2 において、各車輪の実半径 R を、ニュートラル状態の時、即ち、真の加速度 α と、重力加速度 g と、路面勾配角度 β とが、 $\alpha = -g \sin \beta$ の関係になった時に前記 R を求める方法。

【0391】

(応用例 5 4)

車輪の車体に取り付けられた車体の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使用し、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、を組み合わせ、車体の対地速度 V を、

【0392】

【数152】

$$V = r\omega = \int_{t_1}^{t_2} \alpha dt / (\omega_{t_2} - \omega_{t_1}) \cdot \omega$$

【0393】

または、

【0394】

【数153】

$$\int_{t_1}^{t_2} \alpha dt$$

【0395】

と、 $(\omega_{t2} - \omega_{t1})$ との比を求めて、各車輪を制御する方法。

(応用例55)

従動輪を有する車輪の車体に取り付けられた車体の進行方向の加速度センサと、車輪の回転センサとを使用し、前記回転センサで検出した回転角速度 ω と、前記加速度センサで検出した加速度 α と、従動輪の実半径と、従動輪の回転数とを組み合わせ、車体の対地速度 V と、各車輪のスリップ率 S とを求める方法。

【0396】

[優先日2002年11月18日を主張する内容]

(1)本内容の変数名は、前記車輪速度 V_w がタイヤ周速度 V_θ 、前記スリップ率 λ がスリップ率 S 、前記基準車輪速度 V_T が対地速度 V のことである。

(2)本内容の符号は、本内容のみに有効である。

【0397】

先ず、図36に基づいて、回転速度検出装置付の車輪支持用転がり軸受ユニットについて説明する。図36に示すように、この回転速度検出装置付の車輪支持用転がり軸受ユニットは、懸架装置に支持された状態でも回転しない静止側軌道輪に相当する外輪1の内径側に、車輪を固定した状態でも回転する回転側軌道輪に相当するハブ2を支持している。このハブ2の一部に固定したセンサロータ3の回転速度を、外輪1に固定したカバー4に支持した回転速度検出センサユニット5により検出自在としている。図示の例では、この回転速度検出センサユニット5として、センサロータ3と全周に互って対向する、円環状のものを使用している。又、ハブ2を回転自在に支持する為に、外輪1の内周面に、静止側軌道輪に相当する複列の外輪軌道6、6を設けている。又、ハブ2の外周面、及びこのハブ2に外嵌しナット7によりこのハブ2に対し結合固定した状態でハブ2と共に回転側軌道輪を構成する内輪8の外周面に、回転側軌道輪に相当する内輪軌道9、9を設けている。そして、これら各内輪軌道9、9と各外輪軌道6、6との間にそれぞれ複数個ずつの転動体10、10を、それぞれ保持器11、11により保持した状態で転動自在に設け、外輪1の内側にハブ2及び内輪8を、回転自在に支持している。

【0398】

又、ハブ2の外端部(車両への組み付け状態で幅方向外側となる端部を言い、図36の左端部)で外輪1の外端部から軸方向外方に突出した部分に、車輪を取り付ける為のフランジ12を設けている。又、外輪1の内端部(車両への組み付け状態で幅方向中央側となる端部を言い、図36の右端部)に、この外輪1を懸架装置に取り付ける為の取付部13を設けている。又、外輪1の外端開口部とハブ2の中間部外周面との間の隙間は、シールリング14により塞いでいる。尚、重量の嵩む車両用の転がり軸受ユニットの場合には、複数個の転動体10、10として、図示の様な玉に代えて、テーパーころを使用する場合もある。

【0399】

上述の様な回転速度検出装置付の車輪支持用転がり軸受ユニットの使用時には、外輪1の外周面に固設した取付部13を懸架装置に対して、図示しないボルトにより結合固定すると共に、前記ハブ2の外周面に固設したフランジ12に図示しない車輪を、このフランジ12に設けたスタッド22により固定する事で、不図示の懸架装置に対して車輪を回転

自在に支持する。この状態で車輪が回転すると、回転速度検出センサユニット5の検知部の端面近傍を、被検出用円筒部15に形成した透孔17、17と、円周方向に隣り合う透孔17、17同士の間には存在する柱部（不図示）とが交互に通過する。この結果、回転速度検出センサユニット5内を流れる磁束の密度が変化し、この回転速度検出センサユニット5の出力が変化する。この様にして回転速度検出センサユニット5の出力が変化する周波数は、車輪の回転数に比例する。従って、回転速度検出センサユニット5の出力を制御器50に送れば、ABSやTCSを適切に制御できる。

【0400】

次に、図33、図34、図35を参照して、本発明の第2実施形態に係る車両制御装置について説明する。図33は車両制御装置の断面図、図34は図33をII-II線で切断して矢

印方向から見た図である。

図33及び図34に示すように、回転数検出手段を構成する回転速度検出センサユニット5内に、加速度センサ51（Z（例えば鉛直）方向の加速度を検出）と、加速度センサ52（Y（例えば水平前後）方向の加速度を検出）と、図34に示すように、加速度センサ53（X（例えば水平左右）方向の加速度を検出）と、をそれぞれ軸線が交差するようにして設けている。加速度センサ51～53は、それぞれ制御器50に接続されている。尚、加速度センサは、軸線に沿った加速度の大きさに対応する電気信号を出力できるものであり、例えば圧電素子を用いたものであって良く、その構成については良く知られているので、以下に詳細は記載しない。

【0401】

図35は本実施形態の制御器50にて行われる別な制御動作のフローチャート図である。図35を参照して、本実施形態の別な動作について説明する。

図35に示すように、ステップS201で、制御器50は、車両の制動に応じて出力される信号をリアルタイムで受信し、ステップS202で、いずれの出力信号が閾値（実験等により予め定められ記憶された値）を超えたか否かを監視する。例えば本実施の形態の車輪支持用軸受ユニットを搭載した車両において、ブレーキ装置Bを作動させたような場合、Y方向の加速度を検出する加速度センサ53からの出力信号が閾値を超えるので、制御器50は、制動する車両に所定の姿勢変化が生じたと判断して、ステップS203でトリ

【0402】

制御器50は、回転速度センサユニット5から出力された現在の車輪速度を内蔵メモリにて繰り返し記憶しており、トリガー信号の発生に応じて、トリガー信号発生の直前（所定の基準時）における回転速度センサユニット5から出力された車輪速度を基準速度（基準車体（車輪）速度）として決定し、内蔵メモリに記憶する（ステップS204）。車両が一定速度で走行している場合、車輪速度は車体速度と一致すると考えられるので、その車輪速度を基準車体（車輪）速度として、後述する数式に示すようにしてスリップ率を求めることができる。

【0403】

減速が持続している間、加速度センサ53は減速Gを検出し続けるため、制御器50が、その出力信号を積分することで、基準車体（車輪）速度からどの程度減速したかが分かる（ステップS205）。その減速値を基準車体（車輪）速度より差し引くことで現在の車体（車輪）速度が推定できるから、推定された車体（車輪）速度と現在の車輪速度とかから、スリップ率を各々求めることができる。このようにしてスリップ率を精度良く求めることができれば、ABSやTCSの制御をより高精度に行うことができる。以上のスリップ率の演算は、ステップS207で、車両制動制御が不要と判断される（たとえば減速の場合、車両速度がゼロとなる）まで実行される。その後、ステップS208で、内蔵メモリに記憶された基準速度はリセットされる。

【0404】

このように、車両の発進・制動時にトリガー信号を発生させ、前後方向加速度を積分す

れば、正確な車体（車輪）速度を演算することができ、正確なスリップ率の演算も実現する。すなわち、トリガー信号の発生前は、車輪速度＝車体速度となるので、トリガー信号の発生直前の車輪速度を基準車体速度として、トリガー信号発生後に積分した前後方向加速度を基準車体速度より差し引くことで、正確な車体速度 V_B を求めることができる。一方、エンコーダからの車輪の周速を V_W とすると、スリップ率 λ は、以下の計算式により得られる。

$$\lambda = (V_B - V_W) / V_B$$

スリップ率 λ が 0.1～0.3 となるようにブレーキ装置 B を動作させれば、制動距離を短く抑えることができる。

【0405】

また、車両のコーナリング時には、各車輪の方向や速度が異なるので、各車輪のより正確なスリップ率を求める必要が出てくる。そのためには、各軸受ユニットに加速度センサを内蔵すると良い。そうすれば、上記単なる車体速度（ V_B ）ではなく、各車輪の正確な基準車輪速度（ V_T ）が求まり、各車輪のスリップ率 λ_T を以下の式で求めることができる。

$$\lambda_T = (V_T - V_W) / V_T$$

【0406】

本実施形態の車両制御装置は、車両の姿勢変化に応じてトリガー信号を出力するトリガー手段と、車輪を支持する車輪支持用転がり軸受ユニットにおける回転側軌道輪と、静止側軌道輪との変位量を検出する変位検出手段と、を有し、前記トリガー手段がトリガー信号を発生した時点に基づき定められる所定の基準時又はその直前もしくはその直後における前記変位検出手段によって検出された変位と、前記基準時以後における前記変位検出手段によって検出された変位とに基づいて、前記車輪が路面より受ける反力及び方向の少なくとも一方を求めるので、たとえば前記変位検出手段を構成する変位センサに温度ドリフトなどが生じていたような場合でも、前記基準時に検出した変位と、それ以前又は以後に検出した変位とを比較すれば、かかる温度ドリフトをキャンセルして前記トリガー信号を発生させた車両の姿勢変化に対応する荷重変化を精度良く導き出せ、それにより前記車輪が路面より受ける反力や方向を求めることが可能となる。車両の姿勢変化に応じて前記車輪に異なる制動力を付与したり、場合によっては駆動力を与えるなどの制御を行うことができる。

【0407】

また、本実施形態の車両制御装置は、車両の車体又は車輪の加速度を検出する加速度センサと、前記車輪の回転数を検出する回転数検出手段と、を有し、前記回転数検出手段の検出した前記車輪の回転数と、前記加速度センサが検出した前記車体又は車輪の加速度とに基づいて、例えば現在の車体速度から加速度の積分値を加減算することで前記車体の速度を求めることができるので、求められた車体の速度と、車輪の速度とからスリップ率を導き出せるため、より高精度な車両の制御が可能となる。

【0408】

[優先日 2002 年 11 月 21 日を主張する内容]

(1) 内容の変数名は、前記車輪回転速度 V_w がタイヤ周速度 V_θ 、前記車輪速度 V_t (V_T) が対地速度 V 、前記車軸加速度 A_t が x 方向加速度 a_x 、前記スリップ率 λ がスリップ率 S 、前記車軸回転加速度 A_w が車軸角加速度 ω' のことである。

(2) 本内容の符号は、本内容のみに有効である。

【0409】

次に、図 37～図 41 を参照して、本発明の第 3 実施形態に係る車輪支持用転がりユニットを説明する。図 37 は本発明の実施形態にかかる車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図であり、かかる車輪支持用転がり軸受ユニットと制御器とで車両の制御装置を構成し、これらは車両に搭載されてその一部となる。図 38 は、図 37 の構成を II-II 線で切断して矢印方向に見た図、図 39 は、図 37 の構成の矢印 III で示す部位の拡大図である。

【0410】

本実施の形態の特徴的な構成は、図37～図39で、ハブ2に固定した車輪（図示省略）に加わる荷重の方向及び大きさを求めて、ABSやTCSを適正に制御できること、及び加速度センサを内蔵することで、ABSやTCSを適正に制御できることにある。この為に本例の場合には、上記ハブ2に加わる荷重だけでなく、このハブ2の回転速度を及び加速度を検出自在としている。

【0411】

本例の場合、ラジアル方向並びにスラスト方向の変位を検出する為の各変位測定素子（回転速度センサ）27a、27b（周方向に等間隔にそれぞれ4つ配置されている）のうちの、ラジアル方向の変位を検出する変位測定素子27aにより、このラジアル方向の変位と共に回転速度も検出自在としている。即ち、本例の場合、被検出用円筒部（センサロータ）50の一部で上記ラジアル方向の変位を検出する変位測定素子27aに近接対向する部分に、除肉部として機能する多数の透孔51、51を、円周方向に関して等間隔に形成している。これら各透孔51、51は、軸方向に長いスリット状である。又、円周方向に隣り合うこれら各透孔51、51同士の間部分は、充実部として機能する柱部としている。

【0412】

この様な透孔51、51を有する上記被検出用円筒部50が回転すると、上記変位測定素子27aの（波形成形処理後の）出力は、図40の実線αに示す様に变化する。即ち、上記被検出用円筒部50の各透孔51、51と上記変位測定素子27aとが対向する際に、この変位測定素子27aの出力が低下し、同じく上記各透孔51、51同士の間部分である各柱部と対向する際に、上記変位測定素子27aの出力が増大する。この様な変位測定素子27aの出力が変化する周波数は、車輪の回転速度に比例する為、出力信号（回転速度信号）を、ハーネスを通じて制御器60に入力すれば、上記車輪の回転速度を求める事ができる。

【0413】

図41は、本実施の形態の制御器60にて行われる車両の制御方法を実行するためのフローチャート図である。尚、制御器60は、トリガー信号発生装置60aと、記憶装置60bと、積分装置60cと、演算装置60dと、制動制御装置60eとを有する。

【0414】

図41を参照して、本実施の形態の別な動作について説明する。図41のステップS101で、制御器60は、車両の制動に応じて出力される信号をリアルタイムで受信し、ステップS102で、いずれの出力信号が閾値（実験等により予め定められ記憶された値）を超えたか否かを監視する。例えば本実施の形態の車輪支持用転がり軸受ユニットを搭載した車両において、ブレーキ装置Bを作動させたような場合、Y方向の加速度を検出する加速度センサ63からの出力信号が閾値を超えるので、制御器60のトリガー信号発生装置60aは、制動する車両に所定の姿勢変化が生じたと判断して、ステップS103でトリガー信号を発生する。但し、運転者がブレーキペダルを踏んだとき、それに連動して出力されブレーキランプを点灯させるブレーキ信号を、直接トリガー信号として用いても良い。

【0415】

制御器60の記憶装置60bは、変位測定素子27aから出力された信号に基づき決定される現在の車輪回転速度を繰り返し記憶している。制御器60は、トリガー信号の発生に応じて、トリガー信号発生時またはその直前（制動基準時）における変位測定素子27aから出力された信号に基づき決定される車輪回転速度 $V_{\omega 0}$ より、車輪軸の速度を求め、記憶装置60bは、これを基準車軸速度 V_{t0} として記憶する（ステップS104）。

【0416】

減速が持続している間、加速度センサ63は、進行方向における減速Gを検出し続けるため、制御器60の積分装置60cが、その出力信号を積分して積分値（追加分の車軸速

度) A_t を得、演算装置 60d が、記憶された基準車軸速度 V_{t0} から追加分の車軸速度 A_t を差し引くことで、現在の車軸速度 (対地速度) V_t を演算する (ステップ S105)。そして、変位測定素子 27a から出力された信号に基づきリアルタイムで決定される車輪回転速度から求まる現在の周速 V_w とを用いて、演算装置 60d が、以下の式でスリップ率 λ を計算する (ステップ S106)。

$$\lambda = (V_t - V_w) / V_t$$

【0417】

更に、制御器 60 の制動制御装置 60e が、ブレーキ装置 B を制御して、ブレーキパッドに適切な押圧力を付与することで、スリップ率 S が、0.1~0.2 になるように、各車輪を制動制御する (ステップ S107)。以上のスリップ率の演算は、ステップ S108 で、車両制動制御が不要と判断される (たとえば減速の場合、車軸速度がゼロ又はその近傍となる) まで実行される。その後、ステップ S109 で、内蔵メモリに記憶された基準速度はリセットされる。

【0418】

加速度の検出は、各車輪毎に行うことが好ましい。一般的な加速度センサは、少しでも傾斜していると重力の影響を受け、従って取付け方向や位置の影響を受けやすく、それに対応する信号を出力してしまうので、走行時や制動直前の加速度センサの出力特性を、車輪の回転速度を元に補正して、制御器 60 のメモリに予め記憶しておくことが好ましい。更に、走行する路面が前後左右に傾斜している場合、制動時に前方に車体が傾斜する場合、コーナリング時に左右に車体が傾斜する場合と、加速度センサはそれぞれ影響を受けるので、かかる傾斜の変化量を、各車輪と車体 4 隅の垂直加速度から求め、それに基づいて加速度センサや回転速度センサの出力信号を補正する必要がある。これらの補正によって、トリガー信号が出力された時点から、正しい車体速度を求めることができる。以上の制御に加えて 3 方向検出とすれば、左右方向の加速度を積分することで、車輪の横方向のズレ速度が分かり、このズレ速度をできるだけ小さくするようにブレーキパッドの押し付け力を調整すれば、コーナリング・フォースの制御ができる。

【0419】

このように、車両の発進・制動時にトリガー信号を発生させ、前後方向加速度を積分すれば、正確な車体 (車軸) 速度を演算することができ、正確なスリップ率の演算も実現する。すなわち、トリガー信号の発生前は、車輪速度 = 車体速度となるので、トリガー信号の発生直前の車輪速度を基準車体速度として、トリガー信号発生後に積分した前後方向加速度を基準車体速度より差し引くことで、正確な車軸速度 V_t を求めることができる。

【0420】

また、車両のコーナリング時には、各車輪の方向や速度が異なるので、各車輪のより正確なスリップ率を求める必要が出てくる。そのためには、各軸受ユニットに加速度センサを内蔵すると良い。そうすれば、上記単なる車軸速度 (V_t) ではなく、各車輪の正確な基準車輪速度 (V_T) が求まり、各車輪のスリップ率 λ_T を以下の式で求めることができる。

$$\lambda_T = (V_T - V_w) / V_T$$

【0421】

次に、図 42 を参照して、本発明の第 4 実施形態に係る車輪支持用転がりユニットを説明する。図 42 は、第 4 実施形態にかかる車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。本実施の形態において、図 37 の実施の形態に対し、異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。外輪 1 の図 42 で右端には、カバー部材 104 が変位測定素子 27a から出力された信号に基づき決定される現在の車輪回転速度取付けられている。又、ハブ 2 の図 42 で右端には、周方向に等間隔に開口を設けた円盤状のセンサロータ 129b が取付けられている。

【0422】

カバー部材 104 には、センサロータ 129b の開口に対向するようにして、回転速度

センサ 127a が取付けられている。又、カバー部材 104 には、加速度センサ 163 が取付けられている。車輪の回転速度を検出しそれに応じた信号を出力する回転速度センサ 127a と、車両の進行方向の加速度を検出しそれに応じた信号を出力する加速度センサ 163 は、図 42 では不図示の制御器に接続されている。

【0423】

本実施の形態に車輪支持用転がり軸受ユニットを用いることで、不図示の制御器にて、図 41 に示す制御動作が実行される。

【0424】

図 43 は、図 37、42 に示す車輪支持用転がり軸受ユニットを用いて制御器で実行される車両の制御方法を実行するためのフローチャート図である。図 43 のステップ S201 で、制御器 60 は、車両の制動に応じて出力される信号をリアルタイムで受信し、ステップ S202 で、いずれの出力信号が閾値（実験等により予め定められ記憶された値）を超えたか否か監視する。例えば本実施の形態の車輪支持用転がり軸受ユニットを搭載した車両において、ブレーキ装置 B を作動させたような場合、進行方向の加速度を検出する加速度センサ 63（163）からの出力信号が閾値を超えるので、制御器 60 は、制動する車両に所定の姿勢変化が生じたと判断して、ステップ S203 でトリガー信号を発生する。

【0425】

制御器 60 は、トリガー信号発生時又はその直前から、変位測定素子 27a から出力された信号に基づき決定される現在の車輪速度と、車輪の半径とから決定される車軸速度 V_ω を微分しつづけ、微分値 A_ω をえる（ステップ S204）。更に加速度センサ 63（163）からの出力信号から、車軸の加速度 A_t を決定し（ステップ S205）、微分値 A_ω を、加速度 A_t を元に各車輪の制動制御を実現する（ステップ S206）。

【0426】

このようにして、ABS や TCS の制御をより高精度に行うことができる。以上のスリップ率の演算は、ステップ S207 で、車両制動制御が不要と判断される（たとえば減速の場合、車両速度がゼロとなる）まで実行される。その後、ステップ S208 で、内蔵メモリに記憶された基準速度はリセットされる。

【0427】

次に、図 44 を参照して、本発明の第 5 実施形態に係る車輪支持用転がりユニットを説明する。図 44 は、第 5 実施形態にかかるナックルユニット及び車輪ユニットの断面図である。本実施の形態においては、図 37 の実施の形態にかかる軸受ユニットを含んでなるので、それに対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。

【0428】

図 44 において、転がり軸受ユニット 100 のハブ 2 の左方には、スタッド 22 を介して車輪のホイール 102 が取付けられ、ホイールナット 101 を用いて締結されている。転がり軸受ユニット 100 の外輪 1 は、ナックル部材 103 と共に静止部材を構成し、不図示の車体に対して取付けられた不図示の懸架装置を支持するナックル部材 103 の内周面に嵌合されている。ナックル部材 103 に、車両の進行方向及び車両の上下左右方向の加速度を検出する加速度センサ 163 と、回転速度センサ 129b が取付けられている。回転速度センサ 129b は、転がり軸受ユニット 100 のハブ 2 に嵌合する内輪 2A（ハブ 2 と内輪 2A とで回転部材を構成）に取付けられたセンサロータ 129b に対向し、ハブ 2 すなわち車輪の回転数を検出するようになっている。尚、回転速度センサ 129b を有する転がり軸受ユニット 100、加速度センサ 163 を有するナックル部材（すなわちナックルユニット）103、及び車輪により車輪ユニット 110 を構成する。

【0429】

本実施の形態のナックル部材 163 及び車輪ユニット 110 を用いることで、図 41、43 に示す車両の制御方法を実行できる。

【0430】

本実施形態に係る車輪支持用転がりユニットを用いた車両の制御方法によれば、例えば車両の制動に応じてトリガー信号が発生すると、前記トリガー信号の発生時又はその前に検出した前記回転速度センサからの信号に応じて、前記車輪の周速を車軸の速度として記憶し、前記検出時より、前記加速度センサから出力される加速度信号に基づく加速度を積分し、追加分の車軸速度を求め、前記追加分の車軸速度と、新たに検出された車輪の周速とからスリップ率を演算し、得られたスリップ率を基に制動を制御することができるため、車輪の回転速度のみからスリップ率を推定していた従来技術に比べ、より高精度にスリップ率を求めることができることから、車両の制動をより高精度に行うことができる。また、車両の制動に応じて発生するトリガー信号の発生時又はその直前或いはその直後である制動基準時に検出した前記回転速度センサからの信号に応じて、前記車輪の周速を記憶し、且つ前記制動基準時より前記加速度センサより出力される加速度信号に基づく加速度を積分し、前記積分した加速度と、記憶した前記車輪の周速とを比較して、前記車輪のスリップ率を求めることを可能とするので、車輪の回転速度のみからスリップ率を推定していた従来技術に比べ、より高精度にスリップ率を求めることができるため、車両の制動をより高精度に行うことができる。

【0431】

[優先日2002年11月26日を主張する内容]

(1)内容の変数名は、前記角加速度 A_θ が車軸角加速度 ω' 、前記加速度 a が加速度 α 、前記傾斜角度 θ が路面勾配 β 、前記進行加速度 A_t が加速度 α_x 、前記加速度 V_θ が車軸角速度 ω 、前記車輪半径 R が仮想半径 r のことである。

(2)本内容の符号は、本内容のみに有効である。

【0432】

次に、図45を参照して、本発明の第6実施形態に用いられる加速度センサについて説明する。図45は加速度センサの配置を示す断面図である。本実施の形態においては、図33の実施の形態に対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。

【0433】

加速度の検出は、各車輪毎に行うことが好ましい。一般的な加速度センサは、少しでも傾斜していると重力の影響を受け、従って取付け方向や位置の影響を受けやすく、それに対応する信号を出力してしまうので、走行時や制動直前の加速度センサの出力特性を、車輪の回転速度を元に補正して、制御器60のメモリに予め記憶しておくことが好ましい。

【0434】

更に、走行する路面が前後左右に傾斜している場合、制動時に前方に車体が傾斜する場合、コーナリング時に左右に車体が傾斜する場合と、加速度センサはそれぞれ影響を受ける、これに対し、例えばブレーキをかけた後は、スリップ率が正確に求まらない限り、回転速度センサからの出力を、加速度センサにおける車体や路面の傾斜による影響を補正するために用いることはできない。そこで、車輪軸近傍に、車軸周りの角速度を検出する角速度センサを取付け、その角速度を基に、傾斜に起因する加速度センサや回転速度センサの出力誤差を補正することが望ましい。これらの補正によって、ブレーキスイッチがオンするなどのトリガー信号が出力されたとき、又はその直前からの加速度センサからの信号に基づき、加速度の正確な積分が可能となる。

【0435】

尚、以上の制御においては、車輪の回転速度と、進行方向の加速度と、車軸周りの角速度を求めれば足りるが、横方向や垂直方向の加速度を含めて検出できる3軸加速度センサや、進行方向や垂直方向軸周りの角速度を含めて検出できる3軸角速度センサを用いることで、車体の回転や傾斜に基づく制御も可能となる。

【0436】

例えば、進行方向に対し横方向の加速度を積分すれば、車輪の横方向にずれる速度が求まり、この横方向速度をできるだけ小さくするようにブレーキ圧力を制御して、コーナリング・フォースを制御することもできる。

【0437】

更に、ブレーキスイッチがオンするなどのトリガー信号が出力されたとき、又はその直前から加速度を積分する際に、車体や路面の前後左右方向の傾斜に起因する誤差の補正に関して、各車輪と車体4隅に設けた垂直加速度センサからの信号により、車体や路面の傾斜を求めて、それに基づいて加速度センサや回転速度センサの出力信号を補正することもできる。

【0438】

尚、図45に示したように、比較的安価な加速度センサIC2個を中心軸Xから距離dだけ離して配置し、軸線方向の加速度aを各々求め、以下の式から角加速度Aθを求めることができる。

$$A\theta = (2\text{つの加速度の差: } a - (-a)) / d \\ = 2a$$

この場合、軸線方向平行移動と、傾動（紙面に垂直な軸周り）とを区別できる。角加速度Aθを積分して角速度Vθを得ることができ、角速度Vθを積分すれば、傾斜角度θが求まる。重力加速度gの傾き補正分は、 $g \cdot \sin \theta$ となる。

【0439】

このように、車両の発進・制動時にトリガー信号を発生させ、前後方向加速度を積分すれば、正確な車体（車軸）速度を演算することができ、正確なスリップ率の演算も実現する。すなわち、トリガー信号の発生前は、車輪速度＝車体速度となるので、トリガー信号の発生直前の車輪速度を基準車体速度として、トリガー信号発生後に積分した前後方向加速度を基準車体速度より差し引くことで、正確な車軸速度Vtを求めることができる。

【0440】

また、車両のコーナリング時には、各車輪の方向や速度が異なるので、各車輪のより正確なスリップ率を求める必要が出てくる。そのためには、各軸受ユニットに加速度センサを内蔵すると良い。そうすれば、上記単なる車軸速度（Vt）ではなく、各車輪の正確な基準車輪速度（VT）が求まり、各車輪のスリップ率λTを以下の式で求めることができる。

$$\lambda_T = (V_T - V_c) / V_T$$

【0441】

ここで、車輪半径Rの求め方について説明する。車軸速度増加分ΔVtと車輪回転速度増加分ΔVθとを比較することで、車両の走行中にリアルタイムで、車輪半径Rを以下のようにして測定できる。まず、車軸速度増加分ΔVtと、車軸の進行加速度Atとは、以下の関係がある。

【0442】

【数154】

$$\Delta V_t = \int_{t_1}^{t_2} (A_t) dt$$

【0443】

但し、t1, t2は任意の時刻である。

【0444】

車軸速度増加分ΔVtと、車輪回転速度増加分ΔVθと、車輪半径Rとは、以下の式で表される。

$$R = \Delta V_t / \Delta V_\theta$$

すなわち、車軸の進行加速度Atと車輪回転速度増加分ΔVθとを用いて、車輪半径Rを求めることができる。

【0445】

尚、車両の進行加速度Atと、車輪の回転角速度Aθとから、以下の式で直接、車輪半

径 R を求めることもできるが、 $A_t = 0$ 、 $A_\theta = 0$ のときは、以下の式の解を求められないので、一定値以上の加速度が生じたときに得られた測定値を元に計算するのが好ましい。上述したスリップの少ない範囲で、加速度を測定すると好ましい。実際的には、スリップ率の影響を回避すべく、複数の測定値の計算結果を平均すると良い。

$$R = A_t / A_\theta$$

【0446】

更に、車輪半径 R の別な求め方について説明する。車軸移動距離の増加分 ΔL_t と車輪回転角増加分 ΔL_θ とを比較することで、車輪半径 R を以下のようにして測定できる。まず、車軸移動距離の増加分 ΔL_t と、車軸の進行加速度 A_t とは、以下の関係がある。

【0447】

【数155】

$$\Delta L_t = \int \int_0^t (A_t) dt dt$$

【0448】

更に、車軸移動距離の増加分 ΔL_t と、車輪回転角増加分 ΔL_θ と、車輪半径 R とは、以下の式で表される。

$$R = \Delta V_t / \Delta L_\theta$$

すなわち、車軸の進行加速度 A_t と車輪回転角増加分 ΔL_θ とを用いて、車輪半径 R を求めることができる。

【0449】

例えば、動力をかけず且つブレーキもかけない状態で、車輪半径 R を繰り返し計算してメモリに記憶し、スリップ時に、その直前に記憶した車輪半径 R を用いてスリップ率 λ を求めると好ましい。加速度センサの傾きによる誤差は5度で0.4%であるので、必要に応じて補正に用いる。尚、加速度センサとしては、車体に取り付けた加速度センサ、或いは各車輪に取り付けた加速度センサを用いることができる。

【0450】

このようにリアルタイムで車輪半径 R を求めることができるので、車輪回転速度 V_θ から正確な走行速度 V_t 及び走行距離 L_t を、以下の式で求めることができる。

$$V_t = R V_\theta$$

$$L_t = R L_\theta$$

【0451】

更に、車輪半径 R を求めることができれば、車輪の空気圧が適正か否かを判断することができる。例えば、適正空気圧時の車輪半径 R をメモリに記憶しておいて、走行中にリアルタイムで求めた車輪半径 R と比較し、閾値を下回った場合に警報を発するようにすれば、車輪の空気圧の低下を運転者に知らせ、バースト防止などを図ることができる。例えば、車輪半径300mm、リム半径178mmの場合、車輪の空気圧減少による車輪半径の変化は5%前後と考えられる。

【0452】

尚、トリガー信号としては、ブレーキスイッチからの信号に限らず、車輪の加速度 A_t や車輪の周加速度 A_c の変化を用いることもできる。例えば、車輪の加速度 A_t と、車輪の周加速度 A_c との差が一定値以上となったら、ずれた時点に戻って、そこをトリガー時点とすれば、ブレーキ信号を用いる必要はなく、従って、以下の式で求まる駆動時のスリップ率 λ_d を求める場合のトリガーを構成し得る。

$$\lambda_d = 1 - (V_c / V_t)$$

【0453】

尚、車輪の周速度 V_c を微分して周加速度 A_c として、それと車輪の加速度 A_t とを比較して、各車輪のブレーキ圧力を制御することができる。その場合、スリップ率 λ は、(

A_c/A_t) を積分しておき、それを 1 から引いて求めることができ ($\lambda = 1 - \int (A_c/A_t)$)、また駆動時のスリップ率 λ_d は、(A_c/A_t) を積分しておき、それから 1 を引いて求めることができる ($\lambda_d = \int (A_c/A_t) - 1$)。

【0454】

本実施形態によれば、各車輪近傍に簡単な加速度センサを取付けるだけで、各車輪毎に上述した式に従う正確な制御を、サスペンションなどの影響を受けることなく行うことができる。また、制御方式は、従来と同様であるため、従来のシステムを用いることができる。

【0455】

次に、図 46 を参照して、本発明の第 7 実施形態について説明する。図 46 は第 7 実施形態にかかる車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。本実施の形態において、図 46 の実施の形態に対し、異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。外輪 1 の図 46 で右端には、カバー部材 204 が取付けられている。又、ハブ 2 と一体的に回転する内輪 2A の右端には、周方向に等間隔に開口を設けた円筒状のセンサロータ 129b が取付けられている。

【0456】

カバー部材 204 には、センサロータ 129b の開口に半径方向内側から対向するようにして、検出部を水平方向に延在させた回転速度センサ 127a が取付けられている。又、カバー部材 204 には、図 45 に示す配置と同様に、回転軸と軸対称になるよう一對の加速度センサ 163 が取付けられている。車輪の回転速度を検出しそれに応じた信号を出力する回転速度センサ 127a と、車両の進行方向の加速度を検出しそれに応じた信号を出力する加速度センサ 163 は、図 46 では不図示の制御器に接続されている。

【0457】

[優先日 2003 年 1 月 20 日を主張する内容]

(1) 内容の変数名は、前記進行加速度 A_x が加速度 α_x 、前記周加速度 A_c が車輪角加速度 ω' 、前記周速度 V_c が車輪角速度 ω 、前記スリップ率 λ (λ_d) がスリップ率 S 、速度 V_x が対地速度 V のことである。

(2) 本内容の符号は、本内容のみに有効である。

【0458】

本発明の第 8 実施形態について説明する。本実施の形態において、図 47～図 49 に示すように、回転数検出手段を構成する回転速度検出センサユニット 5 内に、加速度センサ 61 (Z (例えば鉛直) 方向の加速度を検出) と、加速度センサ 62 (X (例えば水平前後) 方向の加速度を検出) と、加速度センサ 63 (Y (例えば水平左右) 方向の加速度を検出) と、をそれぞれ軸線が交差するようにして設けている。加速度センサ 61～63 は、それぞれ制御器 60 に接続されている。

【0459】

ここで、本実施形態では、各加速度センサ 61～63 を車輪 30 におけるホイールリム 32 のリム幅 W 内に配置しており、これにより、特に車両旋回時における加速度センサの検出誤差を大幅に抑制することができ、高精度なスリップ率の検出精度を得ることができる。

即ち、各加速度センサ 61～63 は、車輪支持用転がり軸受ユニットに付いていれば何処でも良いわけではない。直線走行時ではそれで良いが、旋回時には場合によって、スリップ率の検出の誤差が生じる。

【0460】

勿論、各加速度センサ 61～63 は、車輪 30 の中心に配置することが理想的であるが、実際には車輪 30 の中心位置にはホイール支持部やハブ等が配置されており、図 47 に示したように車輪 30 の中心に取り付けられずに、オフセットして取り付けられる。特に、トラック等の車輪が 2 個合わさっている副輪構造では、車輪の中心への取り付けが難しい。

【0461】

従って、各加速度センサ 61~63 は、各車輪 30 の挙動を測定するものであるから、車輪 30 のリム幅内に取り付けることで、車両旋回時における検出誤差を大幅に抑制することができ、高精度なスリップ率の検出精度を得ることができる。

尚、前記各加速度センサ 61~63 は、軸線に沿った加速度の大きさに対応する電気信号を出力できるものであり、例えば圧電素子を用いたものであって良く、その構成については良く知られているので、以下に詳細は記載しない。

【0462】

尚、トリガー信号としては、ブレーキスイッチからの信号に限らず、車輪（車軸）の進行方向加速度 A_x や車輪の周加速度 A_c の変化を用いることもできる。例えば、車輪の進行方向加速度 A_x と、車輪の周加速度 A_c との差が一定値以上となったら、ずれた時点に戻って、そこをトリガー時点とすれば、ブレーキ信号を用いる必要はなく、従って、以下の式で求まる駆動時のスリップ率 λ_d を求める場合のトリガーを構成しうる。

$$\lambda_d = 1 - (V_c / V_x)$$

【0463】

尚、車輪の周速度 V_c を微分して周加速度 A_c として、それと車輪の進行方向加速度 A_x とを比較して、各車輪のブレーキ圧力を制御することができる。その場合、スリップ率 λ は、 (A_c / A_x) を積分しておき、それを 1 から引いて求めることができ ($\lambda = 1 - \int (A_c / A_x)$)、また、駆動時のスリップ率 λ_d は、 (A_x / A_c) を積分しておき、それを 1 から引いて求めることができる ($\lambda_d = 1 - \int (A_x / A_c)$)。

【0464】

本発明によれば、各車輪のリム幅内に配置されるように簡単な加速度センサを取り付けるだけで、各車輪毎に上述した式に従う正確な制御を、サスペンションなどの影響を受けることなく行うことができる。また、制御方式は、従来と同様であるため、従来のシステムを用いることができる。

【0465】

図 50 は、本発明の第 9 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。本第 9 実施形態において、図 47 に示した第 8 実施形態に対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同符号を付すことで説明を省略する。

【0466】

外輪 1 の図 50 中右端には、カバー部材 104 が取り付けられている。又、ハブ 2 の図 50 中右端には、周方向に等間隔に開口を設けた円盤状のセンサロータ 129b が取り付けられている。

カバー部材 104 には、センサロータ 129b の開口に対向するようにして、回転速度センサ 127a が取り付けられている。又、カバー部材 104 には、加速度センサ 163 が取り付けられている。車輪 30 の回転速度を検出しそれに応じた信号を出力する回転速度センサ 127a と、車輪 30 の進行方向加速度を検出しそれに応じた信号を出力する加速度センサ 163 とは、不図示の制御器 60 に接続されている。

更に、前記加速度センサ 163 は、車輪 30 におけるホイールリム 32 のリム幅 W 内に配置されている。

本第 9 実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットを用いることで、不図示の制御器 60 にて、図 49 に示した制御動作が実行される。

【0467】

図 51 は、図 47、50 に示す車輪支持用転がり軸受ユニットを用いて制御器 60 で実行される車両の別の制御方法を実行するためのフローチャート図である。

図 51 のステップ S201 で、制御器 60 は、車両の制動に応じて出力される信号をリアルタイムで受信し、ステップ S202 で、いずれの出力信号が閾値（実験等により予め定められ記憶された値）を超えたか否かを監視する。例えば上記各実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットを搭載した車両において、ブレーキ装置 B を作動させたような場合、車輪 30 の進行方向加速度を検出する加速度センサ 62（163）からの出力信号が閾値を超えるので、制御器 60 は、制動する車両に所定の姿勢変化が生じたと判断して、ステッ

ブ S 2 0 3 でトリガー信号を発生する。

【0468】

制御器 6 0 は、トリガー信号発生時又はその直前から、変位測定素子 2 7 a から出力された信号に基づき決定される現在の車輪回転速度と、車輪の半径とから決定される車輪の周速度 V_c を微分しつづけ、微分値（車輪の周加速度） A_c を得る（ステップ S 2 0 4）。

【0469】

更に、加速度センサ 6 2（1 6 3）からの出力信号から、車軸の進行方向加速度 A_x を決定し（ステップ S 2 0 5）、前記微分値 A_c と進行方向加速度 A_x とをもとに各車輪を制動制御する（ステップ S 2 0 6）。

このようにして、各車輪毎に制動制御することで、ABS や TCS の制御をより高精度に行うことができる。以上のスリップ率の演算は、ステップ S 2 0 7 で、車両制動制御が不要と判断される（たとえば減速の場合、車両速度がゼロとなる）まで実行される。その後、ステップ S 2 0 8 で、内蔵メモリに記憶された基準速度はリセットされる。

【0470】

図 5 2 は、本発明の第 1 0 実施形態に係るナックルユニット及び車輪ユニットの断面図である。本第 1 0 実施形態においては、図 4 7 に示した第 8 実施形態に係る軸受ユニットに対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同符号を付すことで説明を省略する。

【0471】

図 5 2 において、転がり軸受ユニット 1 0 0 のハブ 2 の図中左方には、制動ユニットの一部を構成するディスクロータ 3 5 を挟んで、スタッド 2 2 を介して車輪 3 0 のホイールディスク部 3 1 が取り付けられ、ホイールナット 1 0 1 を用いて締結されている。

転がり軸受ユニット 1 0 0 の外輪 1 は、ナックル部材 1 0 3 と共に静止部材を構成しており、不図示の車体に対して取り付けられた不図示の懸架装置を支持するナックル部材 1 0 3 の内周面に嵌合されている。

【0472】

ナックル部材 1 0 3 の孔内には、車両の進行方向及び車両の上下左右方向の加速度を検出する加速度センサ 1 6 3 が取り付けられ、ナックル部材 1 0 3 の内周面には、回転速度センサ 1 2 9 b が取り付けられている。

前記回転速度センサ 1 2 9 b は、転がり軸受ユニット 1 0 0 のハブ 2 に嵌合する内輪 2 A 側（ハブ 2 と内輪 2 A とで回転部材を構成）に取り付けられたセンサロータ 1 2 7 A に対向し、ハブ 2 すなわち車輪 3 0 の回転数を検出するようになっている。

【0473】

そして、車輪ユニット 1 1 0 は、前記回転速度センサ 1 2 9 b を有する転がり軸受ユニット 1 0 0、前記加速度センサ 1 6 3 を有するナックル部材（即ち、ナックルユニット）1 0 3、ディスクロータ 3 5 を含む制動ユニット、及び車輪 3 0 により構成されている。更に、前記加速度センサ 1 6 3 は、車輪 3 0 におけるホイールリム 3 2 のリム幅 W 内に配置されている。

即ち、本第 1 0 実施形態のナックル部材 1 0 3 及び車輪ユニット 1 1 0 を用いることで、図 4 9 又は図 5 1 に示した車両の制御方法を実行できる。

【0474】

図 5 3 は、本発明の第 1 1 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

本第 1 1 実施形態において、図 4 7 に示した第 8 実施形態に対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。

外輪 1 の図 5 3 中右端には、カバー部材 2 0 4 が取り付けられている。又、ハブ 2 と一体的に回転する内輪 2 A の図中右端には、周方向に等間隔に開口を設けた円筒状のセンサロータ 1 2 9 b が取り付けられている。

【0475】

カバー部材 204 には、センサロータ 129b の開口に半径方向内側から対向するようにして、検出部を水平方向に延在させた回転速度センサ 127a が取り付けられている。又、カバー部材 204 には、回転軸と軸対称になるよう一对の加速度センサ 163, 163 が取り付けられている。

車輪 30 の回転速度を検出しそれに応じた回転速度信号を出力する回転速度センサ 127a と、車輪の進行方向加速度を検出しそれに応じた加速度信号を出力する加速度センサ 163 は、不図示の制御器 60 に接続されている。又、加速度センサ 163 は、車輪 30 におけるホイールリム 32 のリム幅 W 内に配置されている。

【0476】

以上、本発明を各実施形態を参照して説明してきたが、本発明は上記実施形態に限定して解釈されるべきではなく、適宜変更・改良が可能であることはもちろんである。

例えば、二輪駆動の場合は、車両の直進時において、従動輪の周速度 V_{cf} を車体速度 V_d とし、この車体速度 V_d と駆動輪の周速度 V_{cd} から駆動輪のスリップ率 λ_d を求めることで、常時リアルタイムで駆動輪のスリップ率を測定することができ、これにより、ドライブ時にも、理想スリップ率を超えないように、スロットルバルブを閉じたり、デフレンシャル制御を行ってトラクションコントロールすることができる。

【0477】

一方、車両の旋回時には、左右の従動輪の周速度の差が一定値を超えると 0 時点に戻ってそこを旋回トリガー時点とし、そのときの左右の従動輪の車軸速度をメモリーに記憶させ、その時点からの各車輪の車軸速度を各従動輪に取り付けられた加速度センサからの出力値を用いて計算（積分）で求めることで、常時、各車軸の絶対速度を求めることができ、この絶対速度と各車輪の周速度から各車輪のスリップ率を常時測定することができる。

【0478】

又、上記各実施形態では、1 本の車輪の場合を例に採ったが、トラック等の車輪が複数個合わさっている副輪構造（所謂ダブルタイヤ等）にも本発明を適用することができる。この場合、複数本の車輪を合わせた状態の外側リムと内側リムとの間のリム幅内に前記加速度センサを配置する。

【0479】

本実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットによれば、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内に配置されているので、車両旋回時の各車輪におけるスリップ率の測定誤差を抑え、スリップ率の検出精度をより高精度なものとすることができる。

【0480】

[優先日 2003 年 1 月 24 日を主張する内容]

本内容の符号は、本内容のみに有効である。

本発明の第 1 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットでは、図 54 に示したように、各加速度センサ 61～63 を車輪 30 におけるホイールリム 32 のリム幅 W 内に配置しており、第 2 実施形態では、図 55 に示したように、各加速度センサ 61～63 を車輪 30 におけるホイールリム 32 のリム幅の中心線 O から軸方向に沿って車体側（図 55 中、右側）に 150 mm 以内（プラスオフセット量 150 mm 以内）に配置している。

【0481】

これにより、特に車両旋回時における加速度センサの検出誤差を大幅に抑制することができ、高精度なスリップ率の検出精度を得ることができる。

即ち、各加速度センサ 61～63 は、車輪支持用転がり軸受ユニットに付いていれば何処でも良いわけではない。直線走行時ではそれで良いが、旋回時には場合によって、スリップ率の検出の誤差が生じる。

【0482】

勿論、各加速度センサ 61～63 は、車輪 30 の中心線 O 上に配置することが理想的であるが、実際には車輪 30 の中心位置にはホイール支持部やハブ等が配置されており、図 54 及び図 55 に示したように車輪 30 の中心に取付けられずに、オフセットして取付けられる。特に、トラック等の車輪が 2 個合わさっている副輪構造では、車輪の中心への取

付けが難しい。

【0483】

従って、各加速度センサ61～63は、各車輪30の挙動を測定するものであるから、第1実施形態に示したように車輪30のリム幅W内に取付けることで、車両旋回時における検出誤差を大幅に抑制することができ、高精度なスリップ率の検出精度を得ることができる。

【0484】

又、本発明者等が更に詳しく加速度センサの取付け位置を変えて各種シミュレーションをしたところ、必ずしも各加速度センサが車輪30の中心に取付けられなくても、車輪30の中心線Oから一定の範囲内に取付けるのであれば、実用レベルで使えることがわかった。

下記表1は、車輪30のリム幅(200mm)の中心線Oから軸方向沿ったオフセット量を変えて加速度センサを取付けた場合の旋回時のスリップ率の誤差の比較を示す。尚、表1中、◎が最も誤差が少なく、○が◎に次いで誤差が少なく、△が○に次いで誤差が少ない場合でスリップ率の誤差が許容範囲であり、×はステップ率の誤差が許容範囲外となったものである。

【0485】

【表1】

中心線Oから 軸方向オフセ ット量(mm)	-250	-200	-150	-100	-50	0	50	100	150	200	250
旋回時のスリ ップ率の誤差	×	×	△	○	○	◎	○	○	△	×	×

【0486】

表1から判るように、加速度センサを車輪30の中心線Oから軸方向に沿って外側及び車体側に150mm以内(即ち、マイナスオフセット量及びプラスオフセット量がそれぞれ150mm以内)に配置することで、スリップ率の誤差を許容範囲にできることが確認できる。

【0487】

更に、別実施形態では、前記加速度センサ163は、車輪30におけるホイールリム32のリム幅W内しており、第14実施形態では、図56に示したように、各加速度センサ61～63を車輪30におけるホイールリム32のリム幅の中心線Oから軸方向に沿って車体側(図56中、右側)に150mm以内(プラスオフセット量150mm以内)に配置している。

第14実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットを用いることで、不図示の制御器60にて、図57に示した制御動作が実行される。

【0488】

更に、第15実施形態では、図57に示したように、各加速度センサ61～63を車輪30におけるホイールリム32のリム幅の中心線Oから軸方向に沿って車体側(図57中、右側)に150mm以内(プラスオフセット量150mm以内)に配置している。

即ち、本第5及び第6実施形態のナックル部材103及び車輪ユニット110を用いることで、車両の制御方法を実行できる。

【0489】

又、第16実施形態では、図58に示したように、各加速度センサ61～63を車輪30におけるホイールリム32のリム幅の中心線Oから軸方向に沿って車体側(図58中、右側)に150mm以内(プラスオフセット量150mm以内)に配置している。

【0490】

本実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットによれば、前記加速度センサが、前記車輪のリム幅内、又は前記車輪のリム幅の中心線から軸方向に150mm以内に配置されているので、車両旋回時の各車輪におけるスリップ率の測定誤差を抑え、スリップ率の検出精度をより高精度なものとすることができる。

【0491】

[優先日2003年1月31日を主張する内容]

本内容の符号は、本内容のみに有効である。

図59は本発明の第17実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図であり、図60は図59中の矢印IIIで示す部位の拡大図である。

本第17実施形態において、同様な構成に関しては同じ符号を付すことで説明を省略する。

【0492】

本第17実施形態においては、図59及び図60に示すように、回転数検出手段を構成する回転速度検出センサユニット5内に、加速度センサ61（Z（例えば鉛直）方向の加速度を検出）と、加速度センサ62（X（例えば水平前後）方向の加速度を検出）と、加速度センサ63（Y（例えば水平左右）方向の加速度を検出）と、をそれぞれ軸線が交差するようにして設けており、これら加速度センサ61～63としてはピエゾ素子を利用した加速度センサが用いられている。

【0493】

即ち、これら加速度センサ61～63で測れる速度変化は微小で精度が必要なので、例えばピエゾ素子や圧電素子を利用した加速度センサ、静電容量型の加速度センサ等のように、高精度な半導体式の加速度センサを用いることが望ましい。

しかしながら、車体側の制御器60から加速度センサ61～63が取り付けられている懸架装置のバネ下の車輪ユニットまで配線を延ばすと、車の揺れや旋回時に前記配線が常時動くことによる静電容量や配線抵抗の変化ノイズ等の影響（歪み、ノイズ等）を受け、各加速度センサ61～63から車体側の制御器60に出力される加速度信号が変位してしまう。

【0494】

そこで、本第17実施形態では、各加速度センサ61～63と共に加速度信号処理装置61A～63Aを前記車輪ユニットに取り付け、これら加速度信号処理装置61A～63Aにより、各加速度センサ61～63の加速度信号を配線の変形による影響を受けない形の信号に処理した後に車体側の制御器60に出力するように構成した。

本第17実施形態の車輪ユニットを用いることで、制御器60にて、車両の制御方法を実行できる。

【0495】

即ち、本第17実施形態の加速度センサ62から対応する加速度信号処理装置62A（図示せず）を経て車体側の制御器60に出力された加速度信号は、車の揺れや旋回時の配線の動き（振れ）による静電容量や配線抵抗の変化ノイズ等の影響（歪み、ノイズ等）を受けることが無く、正確に各車輪30の進行方向の加速度を検出することができる。例えば、各加速度センサ61～63から出力された加速度信号は、アナログ信号をデジタル信号化して送ったり、増幅したアナログ信号として送っても良い。

【0496】

尚、前記加速度信号処理装置61A～63Aは、各加速度センサ61～63の加速度信号に対して増幅処理、温度保証回路、タイヤ微小振動除去フィルタ、デジタル化処理等を施すことにより、配線の動きによる影響を受けない形にする処理だけでなく、エンジンの電磁ノイズや温度変化等の他の影響をも受けけない形にする処理を行わせることもできる。

【0497】

また、前記加速度信号処理装置61A～63Aは、処理した信号を無線にて車体側の制御器60に送信するように構成することもできる。

更に、前記加速度信号処理装置61A～63Aの処理用の電源は、車体側から供給を受

けても良いし、車輪回転による発電で賄っても良い。

【0498】

本発明の第17実施形態によれば、車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材に、加速度センサと加速度信号処理装置とを取り付けるだけで、各車輪ユニット毎に上述した式に従う正確な制御を、サスペンションなどの影響を受けることなく行うことができる。また、制御方式は、従来と同様であるため、従来のシステムを用いることができる。

【0499】

図61は、本発明の第18実施形態に係る車輪ユニットの断面図である。

本第18実施形態においては、図60に示した第17実施形態に対して異なる部分を主として説明し、同様な構成に関しては同符号を付すことで説明を省略する。

図61において、転がり軸受ユニット100のハブ2の図中左方には、制動ユニットの一部を構成するディスクロータ35を挟んで、スタッド22を介して車輪30のホイールディスク部31が取り付けられ、ホイールナット101を用いて締結されている。

転がり軸受ユニット100の外輪1は、ナックル部材103と共に静止部材を構成しており、不図示の車体に対して取り付けられた不図示の懸架装置のバネ下を構成するナックル部材103の内周面に嵌合されている。

【0500】

ナックル部材103の孔内には、車両の進行方向及び車両の上下左右方向の加速度を検出する加速度センサ163が取り付けられ、ナックル部材103の内周面には、回転速度センサ127aが取り付けられている。

前記回転速度センサ127aは、転がり軸受ユニット100のハブ2に嵌合する内輪2A側（ハブ2と内輪2Aとで回転部材を構成）に取り付けられたセンサロータ129bに対向し、ハブ2すなわち車輪30の回転数を検出するようになっている。

【0501】

そして、車輪ユニット110は、前記回転速度センサ127aを有する転がり軸受ユニット100、前記加速度センサ163を有するナックル部材（即ち、ナックルユニット）103、ディスクロータ35を含む制動ユニット、及び車輪30により構成されている。

【0502】

更に、第18実施形態では、図61に示したように、前記加速度センサ163と共に加速度信号処理装置163Aが、前記ナックル部材103の孔内に取り付けられており、加速度センサ163の加速度信号を配線の変形による影響を受けない形の信号に処理した後、車体側の制御器60（図示せず）に出力するように構成されている。

本第18実施形態の車輪ユニット110を用いることでも、車両の制御方法を実行できる。

【0503】

即ち、本第18実施形態の加速度センサ163から加速度信号処理装置163Aを経て車体側の制御器60に出力された加速度信号は、車の揺れや旋回時の配線の動き（振れ）による静電容量や配線抵抗の変化ノイズ等の影響（歪み、ノイズ等）を受けることが無く、正確に車輪30の進行方向及び車両の上下左右方向の加速度を検出することができる。

【0504】

尚、前記加速度信号処理装置163Aは、加速度センサ163の加速度信号に対して増幅処理、温度保証回路、タイヤ微小振動除去フィルタ、デジタル化処理等を施すことにより、配線の動きによる影響を受けない形にする処理だけでなく、エンジンの電磁ノイズや温度変化等の他の影響をも受けない形にする処理を行わせることもできる。

【0505】

また、前記加速度信号処理装置163Aは、処理した信号を無線にて車体側の制御器60に送信するように構成することもできる。

更に、前記加速度信号処理装置163Aの処理用の電源は、車体側から供給を受けても良いし、車輪回転による発電で賄っても良い。

【0506】

本実施形態の車輪支持用転がり軸受ユニットによれば、半導体式の加速度センサから出力された加速度信号は、該加速度センサと共に車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材に取り付けられた加速度信号処理装置によって、配線の変形による影響を受けない形の信号に処理した後に車体側の制御器に出力される。

即ち、 piezo素子や圧電素子を利用した加速度センサ、静電容量型の加速度センサ等のように、高精度な半導体式の加速度センサを常時動いている車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材に取り付けているにも関わらず、車体側の制御器に出力される信号は、車の揺れや旋回時の配線の動き（振れ）による静電容量や配線抵抗の変化ノイズ等の影響（歪み、ノイズ等）を受けることが無く、正確に各車輪の進行方向の加速度を検出することができる。

【0507】

尚、前記加速度信号処理装置は、加速度信号に対して増幅処理、温度保証回路、タイヤ微小振動除去フィルタ、デジタル化処理等を施すことにより、配線の動きによる影響を受けない形にする処理だけでなく、エンジンの電磁ノイズや温度変化等の他の影響をも受けない形にする処理を行わせることもできる。

〔優先日 2003年2月3日を主張する内容〕

(1) 内容の変数名は、前記進行速度 V_x が対地速度 V 、前記タイヤ半径 R がタイヤ実半径 R 、前記タイヤ半径 r が仮想半径 r 、前記回転角速度 V_θ が車輪角速度 ω 、前記進行加速度 A_x が加速度 α_x 、前記回転角加速度 A_θ が車輪角加速度 ω' 、前記スリップ率 λ がスリップ率 S のことである。

(2) 本内容の符号は、本内容のみに有効である。

【0508】

次に、本発明に係るスリップ率測定方法及び車両の制御方法の実施の形態についてその例を説明する。

まず、スリップ率を測定する方法について説明する。

車輪のタイヤが路面をしっかりとグリップして回転している時には、タイヤの表面と路面との間には、クリープが発生している。そのため、実スリップが発生していないときでも、タイヤの回転による周速度は、駆動時には、車体の進行速度より見かけ上速めに見え、制動時には、車体の進行速度より見かけ上遅めに見える。その速度差は、即ちクリープに起因するものである。

通常、この速度差がおおよそ±20%の範囲以内であれば、タイヤは路面をグリップしている状態にある。つまり、スリップ率が、実質クリープ率のみからなる0.2前後までの値であるときに、駆動力や制動力がタイヤから路面に伝わってグリップが得られるが、これを超えると実スリップが発生して、車両の安定した制御を行うことが困難となる。

【0509】

スリップ率は、クリープ率と実スリップ率からなるという見地に基づき、本発明では大別して3つの測定方法を提案している。本明細書中ではその3つを、便宜上、(1)微分法、(2)積分法、(3)合成法と呼ぶこととして、以下に順に説明する。なお、これらの方法を実施するにあたり、上述したような少なくとも各車輪に加速度センサと回転センサ（この2つを併せてスリップセンサと呼ぶ）とを備えた車輪ユニット、車輪支持用転がり軸受ユニット（スリップセンサベアリングと呼ぶ）、又は車両（スリップコントロールシステムと呼ぶ）を用いることが好ましい。

【0510】

(1) 微分法

まず、クリープ及び実スリップが発生していない、スリップ率が実質的にほぼゼロである状態において、各車輪のタイヤ半径を求める。つまり、車輪におけるタイヤに駆動力または制動力が作用していないような車両の予備走行時に、「車輪の進行速度 V_x は、タイヤ半径 R に、タイヤの回転角速度 V_θ を掛けて求まる。」という基本式、即ち下記の式（246）と、この式（246）を微分した、「車輪の進行加速度 A_x は、タイヤ半径 R に

、タイヤの回転角加速度 A_θ を掛けて求まる。」という式 (247) を用いて、タイヤ半径 R を求める。

ここで、車両の予備走行とは、例えば路面の傾斜が -4 度から $+2$ 度である平地で、 4 km/h 以下の低速度で、 0.05 G 以下の低加速度であるような走行状態が好ましい。

【0511】

【数156】

$$V_x = RV\theta \quad \dots (246)$$

【0512】

【数157】

$$A_x = RA\theta \quad \dots (247)$$

【0513】

この式 (246) 及び式 (247) において、予備走行時の予備進行加速度 A_x と予備回転角速度 V_θ は、車輪に取付けられた加速度センサと回転センサから検出されて求められる。更に、予備回転角加速度 A_θ は、式 (246) の予備回転角速度 V_θ を微分することで求められる。このように、式 (247) において、予備進行加速度 A_x と予備回転角加速度 A_θ が判り、正確なタイヤ半径 R が求められる。ここで得られたタイヤ半径 R は、一時的にメモリ (例えば図59に示した記憶装置60) に記憶しておく。

更に、式 (246) にタイヤ半径 R と予備回転角速度 V_θ を代入して、正確な予備進行速度 V_x を求めることができる。

【0514】

予備走行時において車輪のタイヤ半径 R を求めた後には、実際にタイヤに駆動力または制動力が作用しているような実走行時において、スリップ率をゼロと見なして求められる見かけのタイヤ半径 r を求めて、この見かけのタイヤ半径 r と、予備走行時に求めたタイヤ半径 R との比率 r/R から、車輪のスリップ率 λ を求める。

上述したように、実走行時にはタイヤの回転による周速度と車体の進行速度との間に速度差が発生するが、この速度差をゼロ (即ちスリップ率がゼロ) と置き換えて、タイヤ半径が変化しているものと見なすと、上述した式 (246) 及び (247) におけるタイヤ半径 R を見かけのタイヤ半径 r とした下記の式 (248) 及び (249) を用いて、見かけのタイヤ半径 r を求めることができる。

【0515】

【数158】

$$V_x = rV\theta \quad \dots (248)$$

【0516】

【数159】

$$A_x = rA\theta \quad \dots (249)$$

【0517】

この式 (248) 及び式 (249) において、実走行時の実進行加速度 A_x と実回転角速度 V_θ は、車輪に取付けられた加速度センサと回転センサから検出されて求められる。更に、実回転角加速度 A_θ は、式 (248) の実回転角速度 V_θ を微分することで求めら

れる。このように、式(249)において、実進行加速度 A_x と実回転角加速度 A_θ が判り、見かけのタイヤ半径 r が求められる。

更に、式(248)にタイヤ半径 r と実回転角速度 V_θ を代入して、正確な実進行速度 V_x を求めることができる。

【0518】

見かけのタイヤ半径 r と予備走行時に求めたタイヤ半径 R との比は、タイヤの回転速度と車体速度との差の程度を表すものであり、つまり、スリップ(クリープ+実スリップ)の程度を示すものである。従って、スリップ率 λ は次に示す式(250)により求められる。

【0519】

【数160】

$$r/R = 1 \pm \lambda \quad \dots (250)$$

【0520】

以上説明した微分法によれば、車両の前輪、後輪、駆動輪、従動輪、操舵輪に関わらず、直進時、旋回時、加速時、減速時、登坂時、高速時の何れの場合においても、常時リアルタイムに、車輪ごとに測定を行うことができ、スリップ率を高精度に求めることができる。従って、車両の安定した走行を維持することができる。

【0521】

(2) 積分法

まず、上記の式(246)及び式(247)を用い、さらに式(247)を単位時間 Δ あたりで積分した下記の式(251)を用いて、車両の予備走行時のタイヤ半径 R を求める。

【0522】

【数161】

$$\Delta V_x = R \Delta V_\theta \quad \dots (251)$$

【0523】

ここで、上述した微分法と同様に、予備走行時の予備進行加速度 A_x と予備回転角速度 V_θ は、車輪に取付けられた加速度センサと回転センサから検出されて求められる。更に、予備回転角加速度 A_θ は、式(246)の予備回転角速度 V_θ を微分することで求められる。このように求められた予備進行加速度 A_x と予備回転角加速度 A_θ を式(247)に代入して積分することで、式(251)に示した予備進行速度の増加量 ΔV_x と予備回転角速度の増加量 ΔV_θ が算出され、これにより正確なタイヤ半径 R が求められる。ここで求められたタイヤ半径 R は、単位時間 Δ で積分された値から算出されているため、積分の単位時間 Δ 内のデータのばらつきの誤差が平均化されている。ここで得られたタイヤ半径 R は、一時的にメモリに記憶しておく。

更に、式(246)にタイヤ半径 R と予備回転角速度 V_θ を代入して、正確な予備進行速度 V_x を求めることができる。

【0524】

また、予備走行時において車輪のタイヤ半径 R を求めた後には、実走行時において、スリップ率をゼロと見なして求められる見かけのタイヤ半径 r を求めて、上記の微分法と同様に、この見かけのタイヤ半径 r と、予備走行時に求めたタイヤ半径 R との比率 r/R から、車輪のスリップ率 λ を求める。

この積分法において、見かけのタイヤ半径 r は、上記の式(248)及び式(249)と、式(249)を単位時間 Δ あたりで積分した下記の式(251)を用いて求める。

【0525】

【数162】

$$\Delta V_x = r \Delta V \theta \quad \dots (252)$$

【0526】

ここで、上述した微分法と同様に、実走行時の実進行加速度 A_x と実回転角速度 $V \theta$ は、車輪に取付けられた加速度センサと回転センサから検出されて求められる。更に、実回転角加速度 $A \theta$ は、式(248)の実回転角速度 $V \theta$ を微分することで求められる。このように求められた実進行加速度 A_x と実回転角加速度 $A \theta$ を式(249)に代入して積分することで、式(252)に示した実進行速度の増加量 ΔV_x と実回転角速度の増加量 $\Delta V \theta$ が算出され、これにより見かけのタイヤ半径 r が求められる。ここで求められた見かけのタイヤ半径 r は、単位時間 Δ で積分された値から算出されているため、積分の単位時間 Δ 内のデータのばらつきの誤差が平均化されている。

更に、式(248)にタイヤ半径 r と実回転角速度 $V \theta$ を代入して、正確な実進行速度 V_x を求めることができる。

【0527】

このようにして求めた見かけのタイヤ半径 r と予備走行時に求めたタイヤ半径 R とを、微分法と同様に式(250)に代入することで、スリップ率 λ を求めることができる。

【0528】

以上説明した積分法によれば、車両の前輪、後輪、駆動輪、従動輪、操舵輪に関わらず、直進時、旋回時、加速時、減速時、登坂時、高速時の何れの場合においても、常時リアルタイムに、各車輪ごとに測定を行うことができ、スリップ率を高精度に求めることができる。従って、車両の安定した走行を維持することができる。また、タイヤ半径 R と見かけのタイヤ半径 r は、ばらつきの誤差が平均化されているため、単位時間あたりのスリップ率をより正確に求めることができる。

【0529】

(3) 合成法

この合成法は、車両が従動輪を有する場合に好適に用いられるものである。ここでは、2つの従動輪と2つの駆動輪とを有する車両を用いる場合について説明する。

従動輪の一方を i 、従動輪の他方を ii 、駆動輪の一方を iii 、駆動輪の他方を iv とおくと、予備走行時の各車輪の予備進行速度 V_x は、上記の式(245)から、下記の式(253)のように表される。

【0530】

【数163】

$$V_x = R_i V \theta_i = R_{ii} V \theta_{ii} = R_{iii} V \theta_{iii} = R_{iv} V \theta_{iv} \quad \dots (253)$$

【0531】

この式(253)から、従動輪 i のタイヤ半径 R_i を基準半径とすると、各車輪のタイヤ半径 R_{ii} , R_{iii} , R_{iv} は、下記の式(254)として求められる。なおここで、 $V \theta_i$, $V \theta_{ii}$, $V \theta_{iii}$, $V \theta_{iv}$ は、各タイヤの予備回転角速度である。

【0532】

【数 164】

 $R_i = \text{基準半径}$

$$R_{ii} = R_i (V\theta_i / V\theta_{ii})$$

$$R_{iii} = R_i (V\theta_i / V\theta_{iii})$$

$$R_{iv} = R_i (V\theta_i / V\theta_{iv}) \quad \dots (254)$$

【0533】

ここで得られたタイヤ半径 R_i , R_{ii} , R_{iii} , R_{iv} は、一時的にメモリに記憶しておく。

【0534】

次に、車両の実走行時に、見かけのタイヤ半径 r_i , r_{ii} , r_{iii} , r_{iv} を用いて、各車輪の回転速度差を求める。

実走行時の各車輪の実進行速度 V_{xi} , V_{xii} , V_{xiii} , V_{xiv} は、上記の式 (248) を用いて、下記の式 (255) のように表される。なお、各車輪の回転角速度 $V\theta_i$, $V\theta_{ii}$, $V\theta_{iii}$, $V\theta_{iv}$ は、各車輪に設けられた回転センサにより検出することができる。

【0535】

【数 165】

$$V_i = r_i V\theta_i$$

$$V_{ii} = r_{ii} V\theta_{ii}$$

$$V_{iii} = r_{iii} V\theta_{iii}$$

$$V_{iv} = r_{iv} V\theta_{iv} \quad \dots (255)$$

【0536】

従動輪には、制動時以外にはスリップが無いため、見かけのタイヤ半径 r_i , r_{ii} は、変化しない。すなわち、従動輪の見かけのタイヤ半径 r_i , r_{ii} は、下記の式 (256) のように、上記の式 (254) のタイヤ半径 R_i , R_{ii} と等しい。

【0537】

【数 166】

$$r_i = R_i$$

$$r_{ii} = R_{ii} \quad \dots (256)$$

【0538】

車両の直進時には、各車輪の実進行速度は等しい。従って、上記の式 (255) から、駆動輪の見なし半径 r_{iii} , r_{iv} は、下記の式 (257) として求められる。

【0539】

【数 167】

$$r_{iii} = V_{xi} / V\theta_{iii} = r_i V\theta_i / V\theta_{iii} = R_i V\theta_i / V\theta_{iii}$$

$$r_{iv} = V_{xi} / V\theta_{iv} = r_i V\theta_i / V\theta_{iv} = R_i V\theta_i / V\theta_{iv} \quad \dots \quad (257)$$

【0540】

車両の旋回時には、各車輪の実進行速度は異なるため、この式(257)は成り立たない。

従動輪に関しては、式(256)が成り立つため、式(255)から旋回時の実進行速度が求められる。

駆動輪に関しては、下記の式(258)に示すように、旋回開始時から実進行加速度 A_{xiii} , A_{xiv} を積分し、旋回開始直前の直進時の実進行速度 (V_{xi} と等しい) に加算して、旋回時の実進行速度 (非定常進行速度) V_{xiii} , V_{xiv} を算出する。

【0541】

【数 168】

$$V_{xiii} = V_{xi} + \int A_{xiii}$$

$$V_{xiv} = V_{xi} + \int A_{xiv} \quad \dots \quad (258)$$

【0542】

なお、旋回開始時とは、車輪に設けた実回転角速度を積分して得られる実回転速度を観察し、左右の車輪で発生する差が設定値を超えた時を旋回開始として判断する。旋回開始時には旋回トリガー信号を発生させて、このトリガー信号の発生時から実進行加速度 A_{xiii} , A_{xiv} の積分を開始すれば良い。

【0543】

以上に示した式(255), 式(256), 式(258)から、下記の式(259)により、旋回時の駆動輪の見かけのタイヤ半径 r_{iii} , r_{iv} が求められる。

【0544】

【数 169】

$$r_{iii} = V_{xiii} / V\theta_{iii}$$

$$r_{iv} = V_{xiv} / V\theta_{iv} \quad \dots \quad (259)$$

【0545】

これにより、実走行時の見かけのタイヤ半径 r を、スリップ (クリープ) の殆ど発生していない予備走行時のタイヤ半径 R で割ることで、各車輪のスリップ差を把握するための回転速度差が求められる。なお、従動輪の比は、 $r/R=1$ である。

また、各車輪が車体と弾性的に繋がっていることを考慮すると、車両の直進時においても、各車輪の進行加速度にずれが生じた場合には、旋回時と同様の処理を行うと良い。

【0546】

また、車両の制動時、即ちブレーキ時には、従動輪にも制動力が作用してクリープが発生し、見かけのタイヤ半径が小さくなるため、従動輪を基準として使わずに、ブレーキトリガー時から各車軸の進行加速度を積分して、それ以前の車軸の進行速度に加算して車軸の非定常進行速度を得ると良い。

【0547】

ブレーキトリガーは、常時、各車軸の進行加速度を例えば0.1秒間隔で次々と（カスケード式に）、1秒間づつ積分して、積分開始前の各車軸の進行速度に加算してそのときの非定常進行速度とし、基準とする従動輪の非定常進行速度と、その従動輪の非定常周速度とのずれが一定以上になったら、その積分開始時点ブレーキトリガーとすると良い。各車軸とも、その積分開始時点からの積分を続行し、その積分で求めた車軸の非定常進行速度を用いる。その後、基準とする従動輪の非定常進行速度と、その従動輪の非定常周速度とのずれが一定以下になったら、元に戻す。以上から、見かけのタイヤ半径と実際のタイヤ半径 R との比 r/R を観察することで、回転差の程度が判り、スリップの程度（スリップ率）が判る。

【0548】

以上説明した合成法によれば、車両の前輪、後輪、駆動輪、従動輪、操舵輪に関わらず、直進時、旋回時、加速時、減速時、登坂時、高速時の何れの場合においても、常時リアルタイムに、各車輪ごとに測定を行うことができ、スリップ率を高精度に求めることができる。従って、車両の安定した走行を維持することができる。また、合成法では従動輪を基準として駆動輪のタイヤ半径を求めることができるため、特に高分解能のセンサを用いなくとも、高精度にスリップ率等を求めることができる。

【0549】

以上説明した（1）微分法、（2）積分法、（3）合成法のいずれかを用いることにより、見かけのタイヤ半径と実際のタイヤ半径との比から、各車輪ごとにクリープを考慮した正確なスリップ率を求めることができる。

【0550】

又、上記の方法において、タイヤ半径比 r/R が1より小さいか又は大きいかを調べることで、車輪が加速状態であるか、減速状態であるかが判る。タイヤ半径比 r/R が1より小さい場合には減速（制動）状態であり、タイヤ半径比 r/R が1より大きい場合には加速（駆動）状態である。

【0551】

次に、スリップ率を用いて車両の制動を制御する車両の制御方法について説明する。

クリープ率が最大となるスリップ率（限界スリップ率と呼ぶ）は、一般には0.2（20%）程度である。但し、この値は路面との接触状況により変化するものであり、必ずしも20%とは限らない。また、クリープ率が大きいということは、それだけ車輪と路面とのグリップ力が働いている状態であるため、できるだけクリープ率の大きい状態でブレーキをかけることが、大きな制動力を得ることになる。そこで、クリープを超えて実スリップが発生しそうな場合でも、スリップ率が常にクリープ率の最大値以下でかつ最大値に近い値となるようにブレーキ力を制御して、実スリップの発生を防止するとともに最大限の制動力を得ることができる。

【0552】

例えば、急ブレーキがかかった時には、各車軸に大きな減速の加速度が働く。その時、減速の加速度の「増加」に対して、その車輪のスリップ率も、連動して「増加」していれば、その車輪は、減速に関与していることになる。しかし、どれかの車輪が、本当のスリップ（実スリップ）を始めると、減速の加速度の「増加」に対してスリップ率が「急増」、または、減速の加速度の「減少」に対してスリップ率が「増加」する。そうすると、その車輪はもはや制動には役立たない存在となる。その状態からは、車輪のブレーキを若干緩めることで、制動力が上がることになる。

【0553】

この制御を行うためには、スリップ率が急増するその直前のスリップ率を、限界スリップ率として、そこでブレーキ制御をする。ブレーキを少し緩めることで、スリップ率が減少し、実スリップがおきないようにグリップ力を維持することができる。限界スリップ率を判断する方法としては、スリップ率の単位時間当りのスリップ変化率を常時算出して、スリップ率が急増、すなわちその変化率がある所望の変化率以上に大きくなったときをスリップし始めるときと判断する。その時、減速の加速度の「減少」に対してその車輪のス

リップ率の「減少」が連動し出したらブレーキ力を上げる。ここで、判断材料として用いる所望の変化率は、予め実験等で求めておくが良い。

これにより、どんな路面でも、最短の制動距離で停止することができる。

同様に、横滑り防止においても、限界スリップ率で、ブレーキ制御をすれば、横滑りを最小限に抑えることができる。

【0554】

具体的な例としては、例えばスリップ率の最小を10%、最大を25%として、その範囲での、最大25%を目標値として各車輪の進行加速度 A_x に対するスリップ率 λ の比 λ/A_x または変化率 $d\lambda/dA_x$ をブレーキトリガー時からチェックする。 λ/A_x が急増とは、例えば10%、20%、50%等であり、 $d\lambda/dA_x$ が急増とは、例えば2倍、5倍、10倍、20倍等で判断する。

【0555】

また、スリップ率を用いて路面反力を推定することもできる。

路面反力 F_x は車軸にかかる進行方向の力であり、スリップ率 λ に比例し、おおよそ次の式(259)のようになります。

【0556】

【数170】

$$F_x = K_e \cdot \mu \cdot F_z \cdot \lambda \quad \dots (260)$$

【0557】

K_e はおおよそタイヤの表面の性質に依り、一般に約0.2である。

この式(259)により、各車輪について、路面摩擦係数 μ や路面にかかる垂直荷重が同じ状況ならば、各車輪の路面反力 F_x の程度がスリップ率から推定できる。

【0558】

そして、路面摩擦係数 μ や車体荷重に変化がないとすれば、車体上の前後・左右・上下の加速度センサにより、各車輪の路面にかかる垂直荷重の変化の割合を求めることで、「加速」「減速」「急加速」「急減速」「旋回」時における各車輪の路面反力 F_x の程度が、スリップ率から推定できる。

その場合、更に各路面反力 F_x に各タイヤ半径をかければ、各車輪の駆動トルクの程度が推定できる。

【0559】

また、スリップ率を用いてスタビリティコントロールを行うこともできる。

上述した車両の制御方法は、車輪ごとにスリップを防止することができ、車輪自体が実際にスリップしない状態に維持することができるため、カーブや滑りやすい路面で、車体のスライド振れやホイール・スピンを防ぐというスタビリティコントロールに対しても有効となる。

例えば、車体の上に G （加速度）センサを設け、横 G （加速度）と、傾き角と、旋回角を求め、それらが異常状態になったら、エンジンスロットルを閉じたり（開けたり）、各車輪それぞれに必要なブレーキをかけたり（緩めたり）、クラッチを切断したり（接続）したり、アクティブサスペンションを調節したりして姿勢制御する。その際、車軸ごとの加速度センサと回転センサから測定されるスリップ率が限界スリップ率（実際にスリップするところ）から出ないようにスロットル、ブレーキ、クラッチのコントロールを行うという応用ができる。

【0560】

また、限界に達する前においては、常時、各車輪のスリップ率がわかるため、限界まであとの程度余裕があるかが予知でき、その分だけ早めに加減速を制御できる。

限界スリップ率の手前では、スリップ率はほぼ路面反力に比例しているのでスリップ率の余裕量に合わせて、動力（駆動トルク）を制御することができる。これによって、タイ

ヤの実スリップは基本的にはなくすることができるため、異常な車体ブレは抑えることができるようになる。またスリップ率の余裕量がわかり、事前に最適な動力制御ができる。

【0561】

また、スリップ率を用いて凹凸の激しい路面の検出を行うこともできる。

例えば、車軸に縦振動を測る振動センサを併置して、車輪の回転速度との対比で、振動の波形（幅と高さ）を見て、タイヤのトレース（軌跡）距離を推定し、このトレース速度とタイヤの周速からスリップ率を求めて、限界スリップ率の範囲内で、ブレーキ制御、エンジンスロットル制御、スピード制御等を行い、異常走行状態を防ぐことができる。

【0562】

また、上述したスリップ率の測定方法を用いると、タイヤの実半径が変化した場合、加速をやめても見かけのタイヤ半径は戻らないため、タイヤの実半径が変化したのか、単にクリープによってタイヤ半径が変化したように見えただけなのかが判る。戻った場合には、それはクリープによるものと判断できる。

【0563】

なお、見かけのタイヤ半径の変化が激しい時（タイヤ半径異常領域に入った時）は、パンクの可能性があるため、パンクと判断して、アクセルスロットルを閉じていくように制御すると良い。スロットルを閉じていっても、見かけのタイヤ半径がある程度元に戻らない場合（タイヤ半径異常領域から出ない時）は、警報を出して、（低速、定速運転に入って）運転停止を促す。ここで、タイヤ半径異常領域とは、どれか一つの車輪の見かけのタイヤ半径減少率 $(1 - r/R)$ が、他の車輪の見かけのタイヤ半径減少量より大きい領域のことを指す。例えば、2から5秒の間で10%以上、5から20秒の間で5%以上などの場合である。または、どれかの車輪単独での見かけのタイヤ半径減少量 $(1 - r/R)$ が、大きい領域のことを指す。例えば、60秒以上で5%以上の場合である。

【0564】

また、見かけのタイヤ半径減少率が、長期的に（例えば5分以上、10分以上）3%以上ならば、積載荷重の変化によるものとみなし、表示などを出して、再度、実半径を測定すると良い。但し、測定条件が揃うまで待ってから測定することとする。

【0565】

また、加速度が変化している時（ A_x と A_θ のいずれかが一定量以上変化している時）は、車輪のスリップ率も変化し、見かけのタイヤ半径 r も変化しているため、その直前の速度から、加速度センサの出力を積分して速度を求め、その速度から、見かけのタイヤ半径 r を求める方が適切である。

【0566】

また、上述した微分法や積分法では、高分解能の加速度センサを用いることでより正確にスリップ率を求めることができる。高分解能加速度センサについては、分解能の高い（例えば分解能が最大測定値の1万分の1の）センサを使うか、または普通の分解能の（例えば分解能が最大測定値の1千分の1の）センサで、最大測定値の違う2個のセンサを使い、最大測定値の小さい方がスケールアウトしたら、最大測定値の大きい方に切り替えて使う方法もある（分解能は、1mG以下、望ましくは0.5mG、0.2mG以下）。

また、ここで用いる加速度センサは、一般の振動を測定するための振動センサとは異なり、自動車の速度を求めるために1000Hz以下または100Hz以下の周波数からほぼ振動のない定常加速時の周波数までの加速度を測ることのできるセンサである。

【0567】

振動ノイズフィルターは、加速度の大きい時は応答性を早く、加速度の小さい時は応答性を小さくすると良い。例えば、0.1G以上の時は50Hz、20mSec以上の応答性、0.1G以下の時は10Hz、100mSec以下の応答性であると良い。

【0568】

また、用いる高分解能回転センサについては、磁気エンコーダをホール素子で検出するアクティブ・センサが車輪用に適している。この磁気エンコーダは、望ましくはピッチ誤差の小さい物（1.0%以下、0.5%以下、より望ましくは0.1%以下）を使うと良

い。そのためには、ゴム磁石でも良いが、高精度加工や、高精度着磁が可能な、塑性加工磁石（鉄・クロム・コバルト磁石）や金属磁石（マンガン・アルミ・カーボン磁石など）やプラスチック磁石（フェライトやネオジウムNd-Fe-Bをプラスチックに混ぜた磁石）等を好適に使用することができる。

【0569】

高精度が得られにくい場合（フェライトゴム磁石エンコーダなど）は、あらかじめ、一回転分のピッチ誤差を、メモリに覚えこませておき、誤差補正しながら使うことで、高精度を確保することができる。なお、走行初期時に補正する場合は、何回転かデータを取って平均するかパターン認識から補正する。その際は、一箇所だけ、ピッチを例えば10%又は50%ずらしておき、そこを基準に補正すると処理しやすくなる。

【0570】

フェライトゴム磁石エンコーダの非検出面は円筒状や円盤状になっていて、周方向にNSNSと交番に20から60パルス分（NSで1パルス）着磁されている。フェライトゴム磁石は安くてもよいが、着磁精度が出にくい。しかしこれを不等ピッチにすることによりさらに、高精度が得られる。自動車の車輪の回転速度検出用不等ピッチエンコーダは以下のようになっている。

- (1) フェライト粉末ボンディングしたゴム磁石である。
- (2) 磁性版に焼付けられている。
- (3) 焼付け時に垂直磁界の中で等方性にして成型されている。
- (4) 成型後垂直にNSNSと交番着磁されている。
- (5) 少なくとも1つ、基準ピッチを有している（これを基準に校正ピッチを校正する）。
- (6) 校正ピッチを複数個有している。
- (7) 各校正ピッチの誤差は中央値からの誤差をピッチの2%以下となっている。
- (8) 基準ピッチは校正ピッチの中央値よりピッチの5%以上中央値よりずれている。

以上のように作られたものを回転させ基準値からの時間のずれを元に、各校正ピッチの誤差を読み取り、その誤差を記憶しておいて、エンコーダ使用時にその分補正して使用する。

【0571】

磁気エンコーダは、後ろに磁性板を当てて強化すると良い。また、磁気エンコーダは、割れ防止、心ずれ防止のために、ホルダーの円筒部内側にはめて支持することが好ましい。さらに、ホルダーは、プレス成型鋼板で断面にL字状部を持たせて変形防止をすると良い。プラスチック磁石は耐油（グリース）性のものを防水処理して使い、フェライト磁石は垂直方向に異方化して（強化して）垂直着磁して使うと良い。

【0572】

また、車軸に取付ける加速度センサは、回転センサと一体化された複合センサを用いることが好ましい。車軸に複合センサを取付けた場合の好適な実施形態の例を図62から図68に示す。

図62から図66に示した例は、何れも内輪回転ハブ型の軸受ユニットの外輪側に複合センサ130を取付けたものであり、複合センサ130に対向する内輪2A側の箇所にはセンサロータ129bが設けられている。

また、図67及び図68に示した例は、何れも外輪回転ハブ型の軸受ユニットの外輪の外方に複合センサ130を取付けたものであり、複合センサ130に対向する外輪側の箇所にはセンサロータ129bが設けられている。

【0573】

また、複合センサ130の好適な形態を図69に示す。

この複合センサ130は、加速度センサ内蔵回転センサであり、外付けセンサユニットである。これは、アクティブ回転センサと加速度センサを1パッケージ化したもので、回転センサ用のホール素子131及びGMR素子と加速度センサ132との間を磁性板133により磁気シールドし、加速度センサ部のカバー134を磁性材として電磁ノイズをシ

ールドし、加速度センサ132をノイズから守り、信号処理を行う。信号処理は、5V、12V、24V等の電源線2本+加速度信号線1本+回転パルス信号線1本又は電源線2本+加速度と回転パルスをミックスした信号線1本からなるケーブル135（例えばUSB規格）を介して行うと良い。加速度信号線と回転パルス信号線とが別の信号線で構成される場合には、車軸側では、回転パルス信号は従来のままで、加速度出力をアナログ信号化又はデジタル信号化し、独立した線で車体側に送る方式を用いる。このような複合センサ130は、軸受の外に取付けられる。また、外付けセンサでは、ホール素子131は磁気を検出するために非磁性のSUスカバー136で覆う。また、BRG内蔵型の場合も同様のシールドを行う。なお、複合センサ130は、ホール素子131と隣接した位置にマグネット137を備え、さらに、磁性板133と加速度センサ132との間には信号処理回路138が設けられ、その他には、プッシュ139や磁性ケース140が設けられている。なお、マグネット137を備えていないタイプの複合センサを用いることもできる。

【0574】

また、加速度センサから出力された加速度信号は、その加速度センサと共に車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材に取付けられた加速度信号処理装置によって、配線の変形による影響を受けない形の信号に処理した後に車体側の制御器に出力されると良い。

即ち、ピエゾ素子や圧電素子を利用した加速度センサ、静電容量型の加速度センサ等のように、高精度な半導体式の加速度センサを常時動いている車両懸架装置のバネ下における車輪ユニットの静止部材に取付けているにも関わらず、車体側の制御器に出力される信号は、車の揺れや旋回時の配線の動き（振れ）による静電容量や配線抵抗の変化ノイズ等の影響（歪み、ノイズ等）を受けることが無く、正確に各車輪の進行方向の加速度を検出することができる。

【0575】

また、加速度信号処理装置は、加速度センサの加速度信号に対して増幅処理、温度保証回路、タイヤ微小振動除去フィルタ、デジタル化処理等を施すことにより、配線の動きによる影響を受けない形に処理するだけでなく、エンジンの電磁ノイズや温度変化等の他の影響をも受けない形にする処理を行わせることもできる。

【0576】

また、加速度信号処理装置は、処理した信号を無線にて車体側の制御器に送信するように構成されていると良い。

さらに、加速度信号処理装置の処理用の電源は、車体側から供給を受けても良いし、車輪の回転による発電で賄っても良い。

【0577】

また、車両旋回時（コーナリング時）の横滑り防止に関する対策方法を以下に述べる。

進行方向の力 F_x （ $=1/\lambda m \cdot \mu \cdot F_z \cdot \lambda$ ）は（但し限界スリップ率 $\lambda m=0.15$ 、タイヤにかかる垂直荷重： F_z ）、実スリップの手前（例えば $\lambda > 0.1$ ）までは、ほぼスリップ率に比例することから、スリップ率から、路面抵抗力の程度が判る。

従って、路面抵抗力の程度を参照して駆動制動制御をすることができる。

また、 $F_x = (F_z/g) A_x$ の式から（但し g は重力加速度）、 F_x を求めてもよい。

【0578】

また、路面摩擦係数 μ は、実スリップの手前（例えば $\lambda > 0.1$ ）までは、ほぼ $(0.15/g) \cdot (A_x/\lambda)$ になることから、加速度とスリップ率の比（傾斜角や変化率から求めてもよい）から常時求められる。

路面固有値としての摩擦係数は、実スリップの手前のほぼ直線性の範囲（例えば $\lambda < 0.1$ ）で求めたものを記憶しておいて、 $\lambda > 0.1$ ではその前の μ を使う。

路面とタイヤとの相関としての摩擦係数は、加速度とスリップ率の比 $(0.15/g) \cdot (A_x/\lambda)$ そのもので路面摩擦係数 μ を求められる。

但し、上記 F_x の式は非駆動時のブレーキ時に成り立つものである。

【0579】

ブレーキ時は、各車輪とも、同じ制動力 F_x が働くと考えて、下記の式 (261) から

【0580】

【数171】

$$F_x = 1/0.2 \cdot \mu \cdot F_z \cdot \lambda \quad \dots (261)$$

【0581】

各車輪の F_{zi} , F_{zii} , F_{ziii} , F_{ziv} の比例配分は、その時のスリップ率の逆数 $1/\lambda_i$, $1/\lambda_{ii}$, $1/\lambda_{iii}$, $1/\lambda_{iv}$ の比例配分となるので、下記の式 (262) のようになり、

【0582】

【数172】

$$F_{zn} = (1/\lambda_n) / \sum (1/\lambda_n) \quad \dots (262)$$

【0583】

例えば、

【0584】

【数173】

$$f_i = (1/\lambda_i) / ((1/\lambda) + (2/\lambda) + (3/\lambda) + (4/\lambda)) \quad \dots (263)$$

【0585】

この式 (262) を各車輪の荷重係数として記憶しておく。各車輪の F_{zi} , F_{zii} , F_{ziii} , F_{ziv} の合計は車体総重量 W であるから、以後 $F_{zi} = W \cdot f_i$ として用いることができる。

【0586】

また、先に述べた $F_x = (F_z / g) A_x$ の式は、2輪駆動の加速時には、 F_z は、右であれば右の前後の F_z の和で計算する。例えば、

【0587】

【数174】

$$F_{xi} = ((F_{zi} + F_{ziii}) / g) A_x \quad \dots (264)$$

【0588】

この式 (264) と、下記の式 (265) から、さらに下記の式 (266) が得られる。

【0589】

【数175】

$$F_{xi} = 1/0.2 \cdot \mu \cdot F_{zi} \cdot \lambda \quad \dots (265)$$

【0590】

【数176】

$$\begin{aligned}\mu_i &= ((F_{zi} + F_{ziii})/g) A_x / (1/0.2 \cdot \mu \cdot F_{zi} \cdot \lambda) \\ &= 0.2((f_i + f_{iii})/f_i g) \cdot A_x / \lambda_i \quad \dots (266)\end{aligned}$$

【0591】

実際は μ_n の平均を μ とする。

これにより、 F_{zi} も F_{z1} も μ も求まるので、 F_x は W の比率として求められる。

【0592】

旋回時には、車軸に設けた角度センサで旋回を検出した時から車体の加速度センサと各車軸の加速度センサの各車軸の Y 方向（横方向）についての加速度を算出し、両者の差を 2 回積分して車軸と車体とのズレを計算で求め、そのズレが上記方法で求めた路面摩擦係数を考慮して（ズレ/ μ が）大きい時は、スピードを落として遠心力（またはそれに抗するコーナリング・フォース）を下げて、横滑りを防ぎ、同時に X 方向（進行方向）のスリップ率が、限界スリップ率に達しないようにする。

【0593】

また、旋回角とは、操舵輪と非操舵輪の角度センサの差から求めるものとする。

旋回角がついているか、左右の車軸に進行速度差が出た時は、旋回中であって遠心力が働いている。この遠心加速度を計算で求め、各タイヤへの横方向分担を求めて、それが摩擦係数を考慮して大きくなったらスピードを落とすと良い。

【0594】

旋回時に車軸の Y 方向の加速度センサが旋回角のズレの変化速度または遠心加速度の変化に比較して急増したらその車輪が横滑りしはじめたと判断してスピードを落とす。その際、前輪が外方への横滑りした場合は、駆動トルクを抑えてリヤ内輪にブレーキを（多く）かけて、車両のトレース性を確保してもよいし、後輪が外方へ横滑りした場合は、フロント外輪にブレーキを（多く）かけて、車両のトレース性を確保してもよい。

【0595】

以上説明したように、本発明に係るスリップ率測定方法及び車両の制御方法、更にはスリップセンサ、スリップセンサベアリング、スリップコントロールシステムによれば、車両の直進時や旋回時においても、各車輪ごとの正確なスリップ率を求めることができる。又、これらの方法によって得られる見かけのタイヤ半径と車輪の回転角速度から、各車輪ごとの正確な進行速度を求めることができる。

更に、これらのスリップ率及び進行速度を、車両の如何なる運転状態においてもシームレス（継ぎ目無し）に測定することができ、安定した車両の走行状態を維持することができる。

【図面の簡単な説明】

【0596】

【図1】本発明の第1実施形態に用いられる転がり軸受ユニットの断面図である。

【図2】第1実施形態に用いられるスリップセンサの概略図である。

【図3】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図4】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図5】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図6】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図7】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図8】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図9】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

【図10】第1実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。

- 【図 1 1】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 2】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 3】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 4】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 5】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 6】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 7】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 8】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 1 9】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 0】第 1 実施形態に用いられる圧力センサの取付外観図である。
- 【図 2 1】図 2 0 におけるセンサ部分の断面図である。
- 【図 2 2】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 3】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 4】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 5】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 6】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 7】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 8】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 2 9】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 3 0】第 1 実施形態におけるセンサの取付位置と誤差との関係を調べた測定結果表である。
- 【図 3 1】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 3 2】第 1 実施形態のスリップ率の算出に用いる力学的説明図である。
- 【図 3 3】本発明の第 2 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 3 4】図 3 3 の IV-IV 線断面図である。
- 【図 3 5】第 2 実施形態において行われる制御動作のフローチャートである。
- 【図 3 6】第 2 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 3 7】本発明の第 3 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 3 8】図 3 7 の II-II 線で切断して矢印方向に見た図である。
- 【図 3 9】図 1 3 7 の矢印 III で示す部位の拡大図である。
- 【図 4 0】変位測定素子の出力変化を示す図である。
- 【図 4 1】各実施形態の制御器にて行われる車両の制御方法を実行するためのフローチャート図である。
- 【図 4 2】本発明の第 4 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 4 3】各本実施形態の制御器にて行われる別な車両の制御方法を実行するためのフローチャート図である。
- 【図 4 4】本発明の第 5 実施形態に係るナックルユニット及び車輪ユニットの断面図である。
- 【図 4 5】本発明の第 6 実施形態に係る加速度センサの配置を示す断面図である。
- 【図 4 6】本発明の第 7 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 4 7】本発明の第 8 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。
- 【図 4 8】図 4 7 の II-II 線で切断して矢印方向に見た図である。
- 【図 4 9】図 4 7 の矢印 III で示す部位の拡大図である。
- 【図 5 0】本発明の第 9 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 1】各本実施形態の制御器にて行われる別な車両の制御方法を実行するためのフローチャート図である。

【図 5 2】本発明の第 1 0 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 3】本発明の第 1 1 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 4】本発明の第 1 2 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 5】本発明の第 1 3 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 6】本発明の第 1 4 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 7】本発明の第 1 5 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 8】本発明の第 1 6 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 5 9】本発明の第 1 7 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 6 0】図 5 9 の矢印 IIII で示す部位の拡大図である。

【図 6 1】本発明の第 1 8 実施形態に係る車輪支持用転がり軸受ユニットの断面図である。

【図 6 2】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 3】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 4】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 5】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 6】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 7】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 8】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

【図 6 9】複合センサの好適な取付け位置の例を示す要部拡大図である。

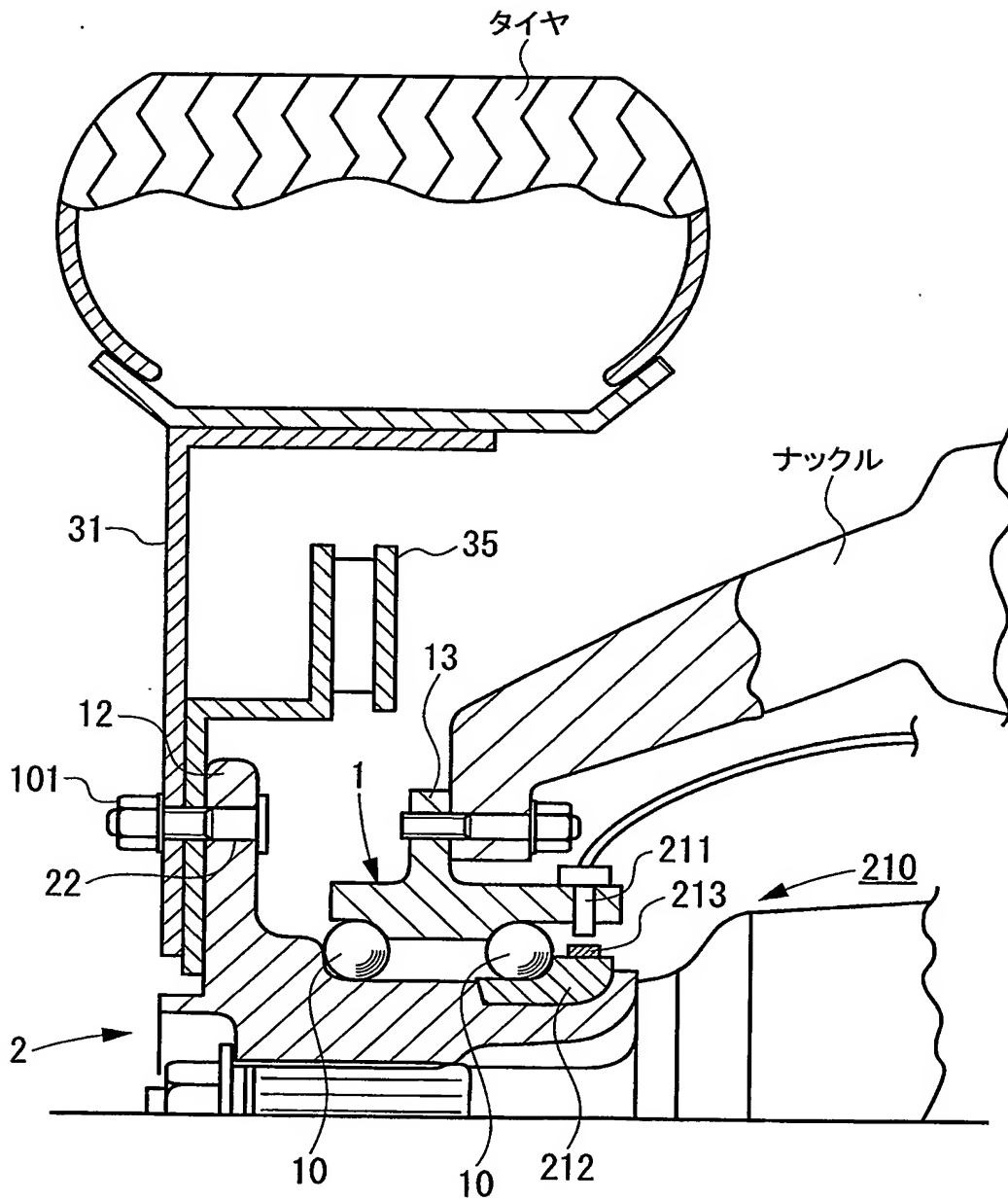
【符号の説明】

【0 5 9 7】

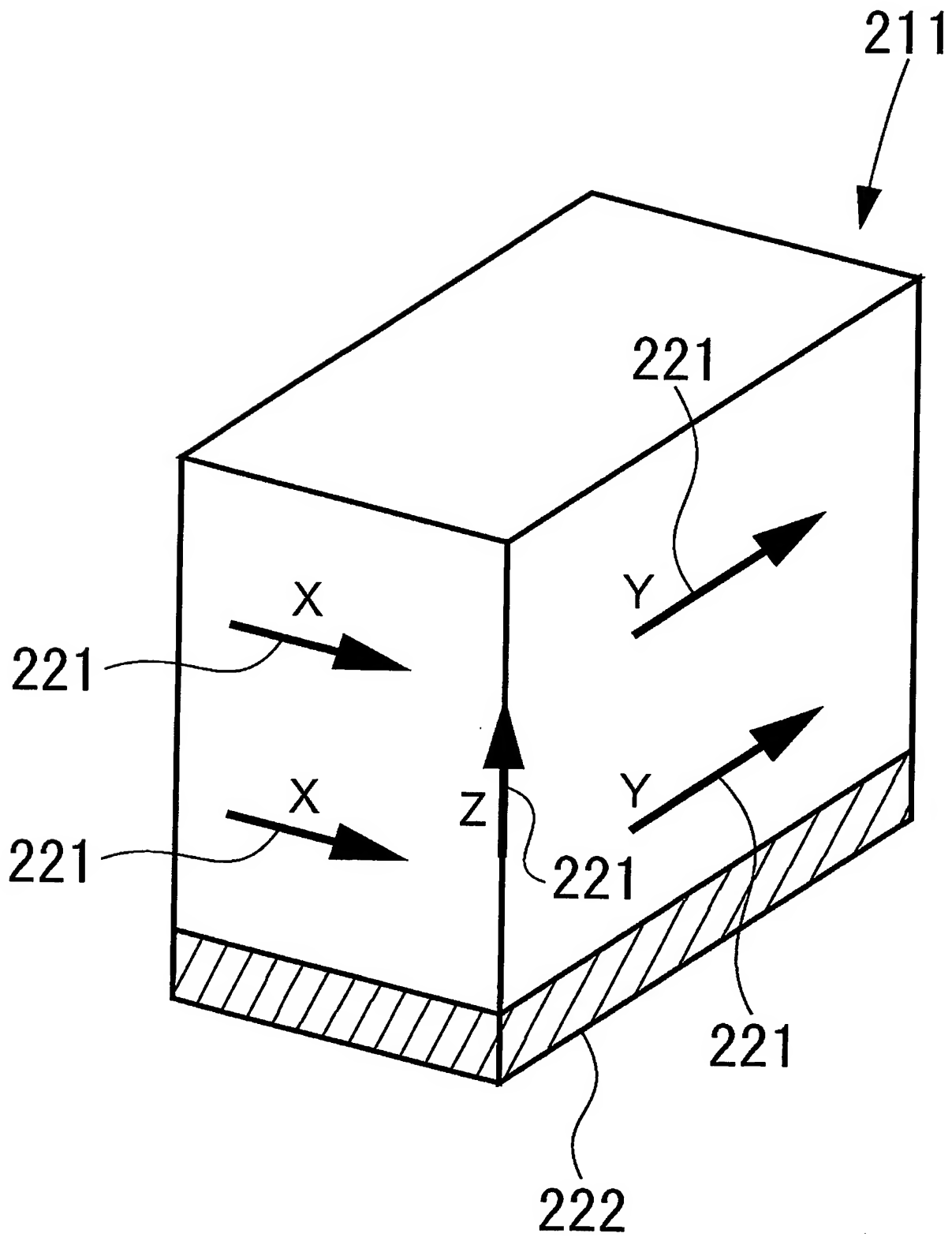
- 1 外輪（静止部材又は静止輪）
- 2 ハブ（回転部材又は回転輪）
- 5 回転速度検出センサユニット
- 8 内輪
- 1 0 転動体
- 1 2 フランジ
- 2 7 a, 2 7 b 変位測定素子（回転センサ）
- 3 0 車輪
- 3 2 ホイールリム
- 3 5 ディスクロータ（制動ユニット）
- 5 0 被検出用円筒部（センサロータ）
- 6 0 制御部
- 6 0 a トリガー信号発生装置
- 6 0 b 記憶装置
- 6 0 c 積分装置
- 6 0 d 演算装置
- 6 0 e 制動制御装置
- 6 1, 6 2, 6 3 加速度センサ
- 6 1 A, 6 2 A, 6 3 A 加速度信号処理装置

1 3 0 複合センサ

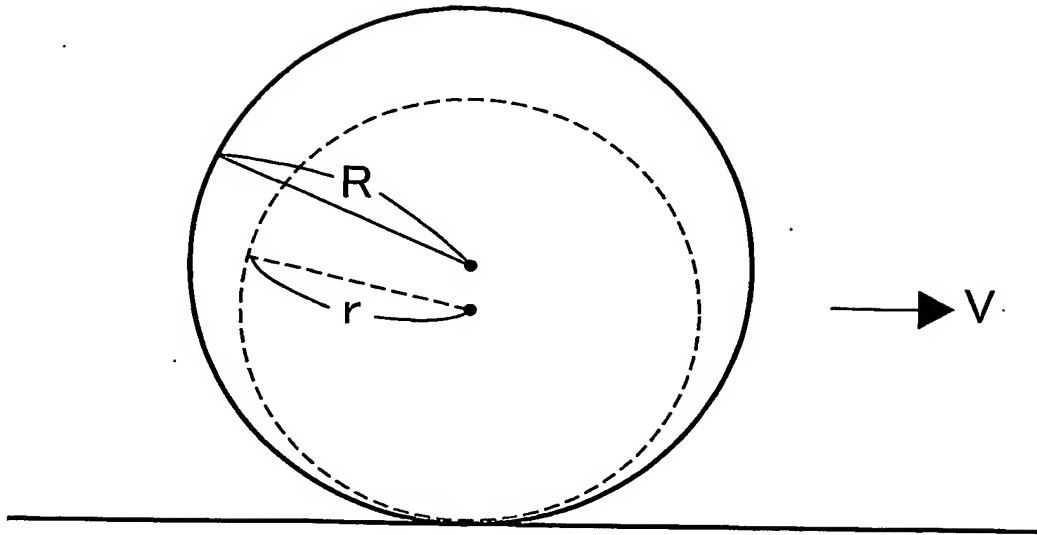
【書類名】 図面
【図 1】



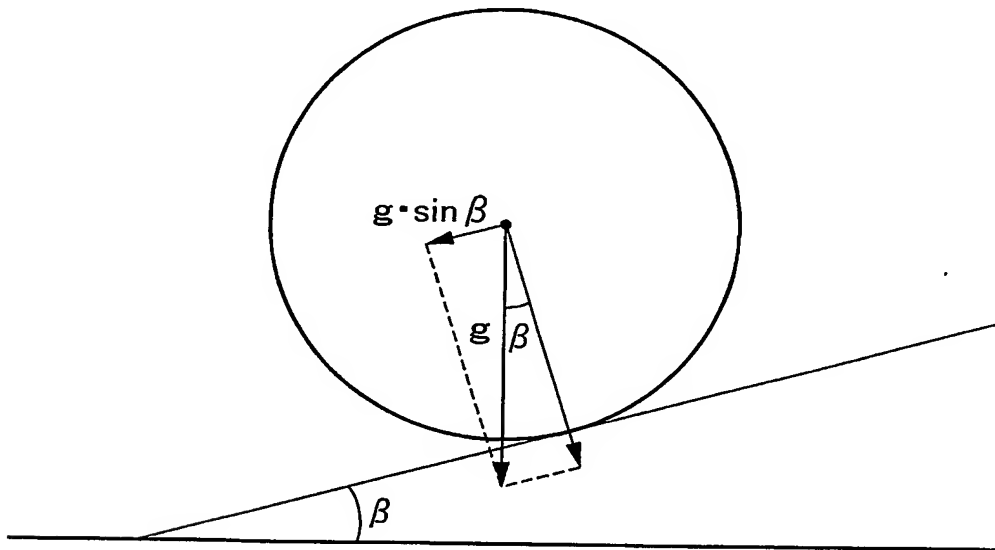
【図 2】



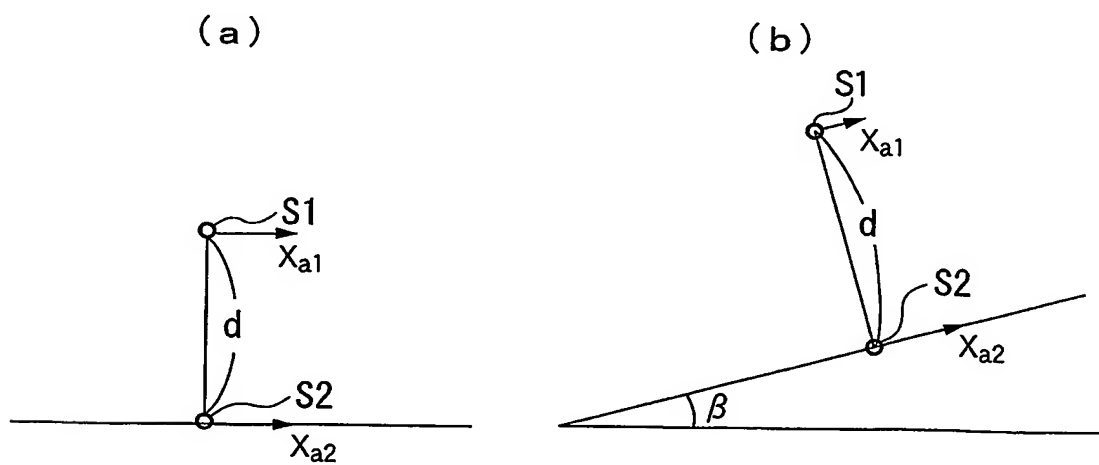
【図 3】



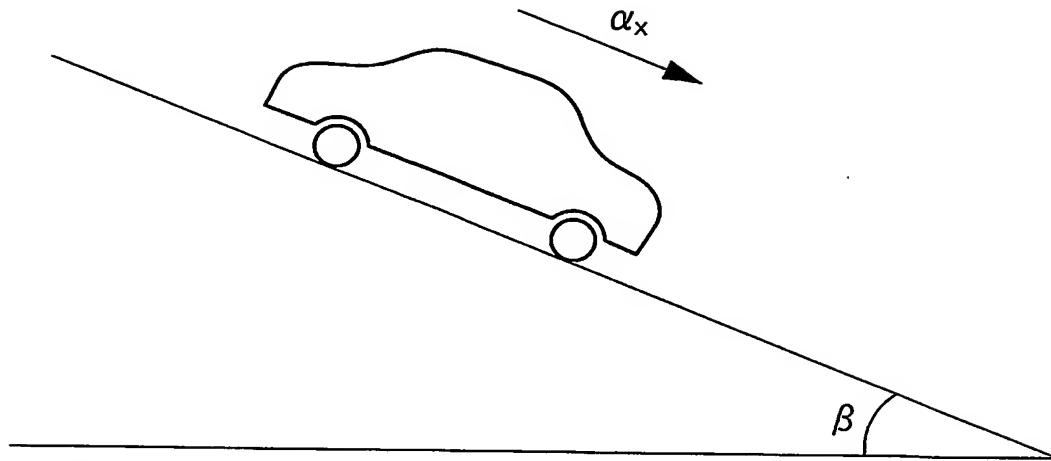
【図 4】



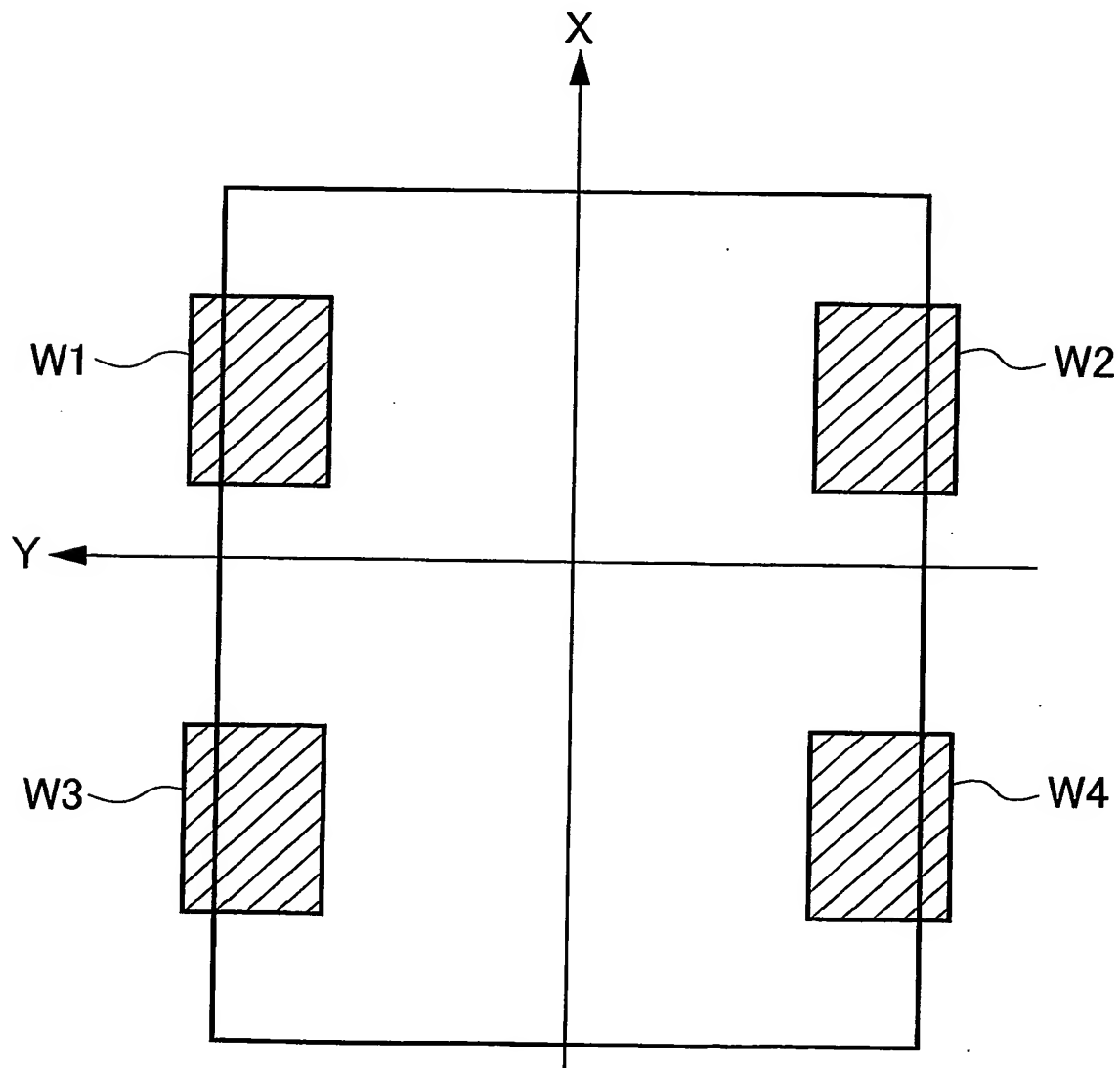
【図 5】



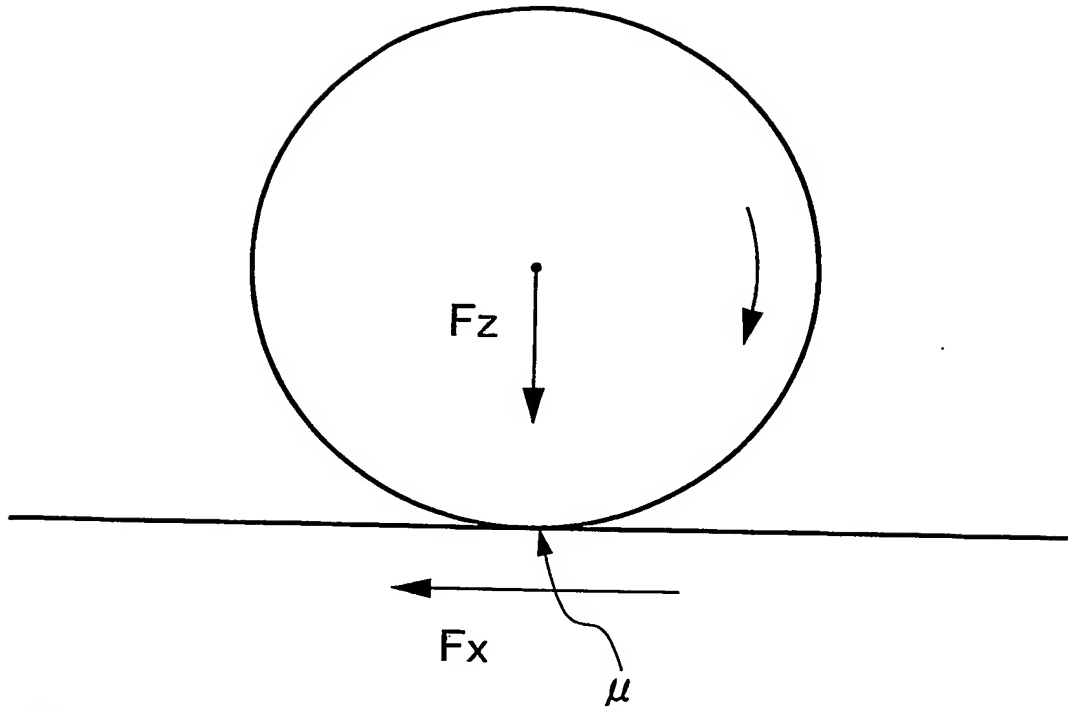
【図 6】



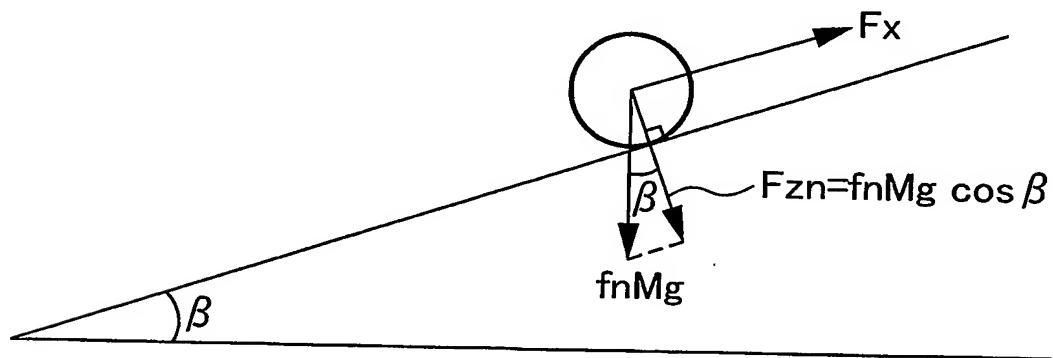
【図 7】



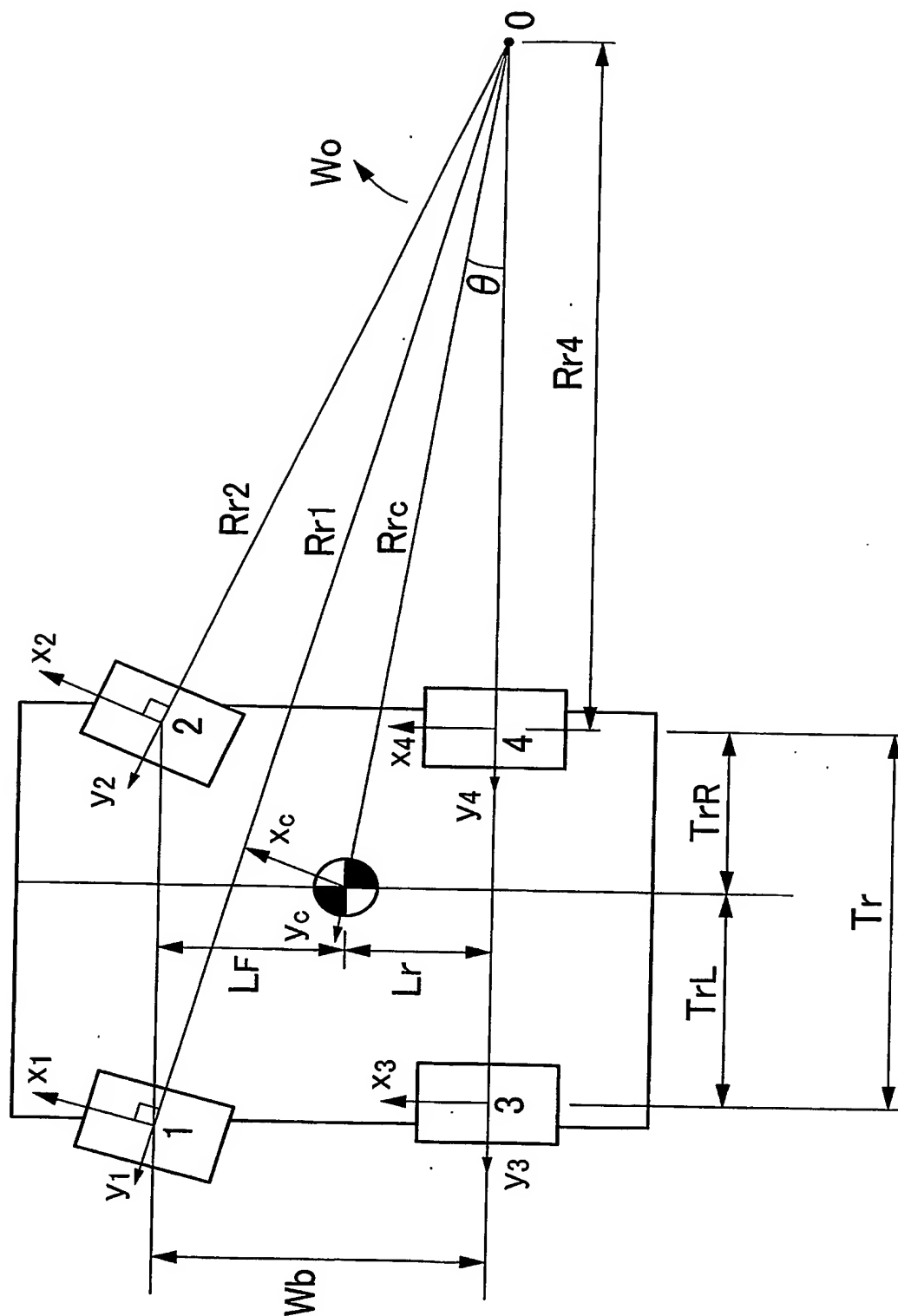
【図 8】



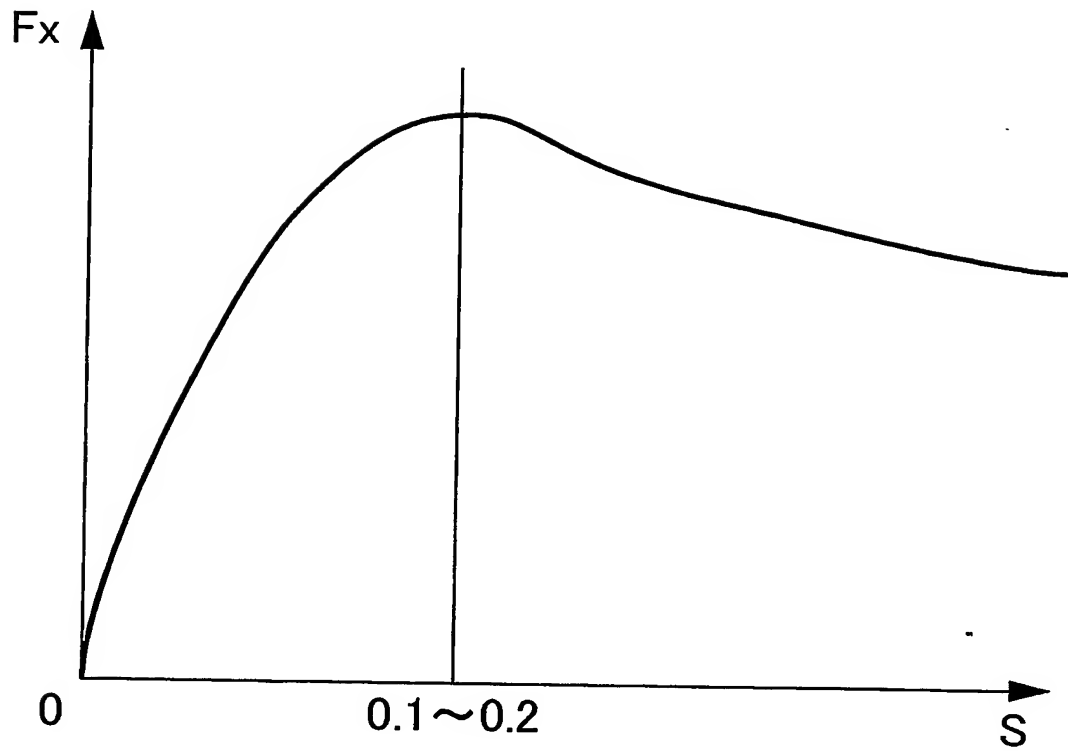
【図 9】



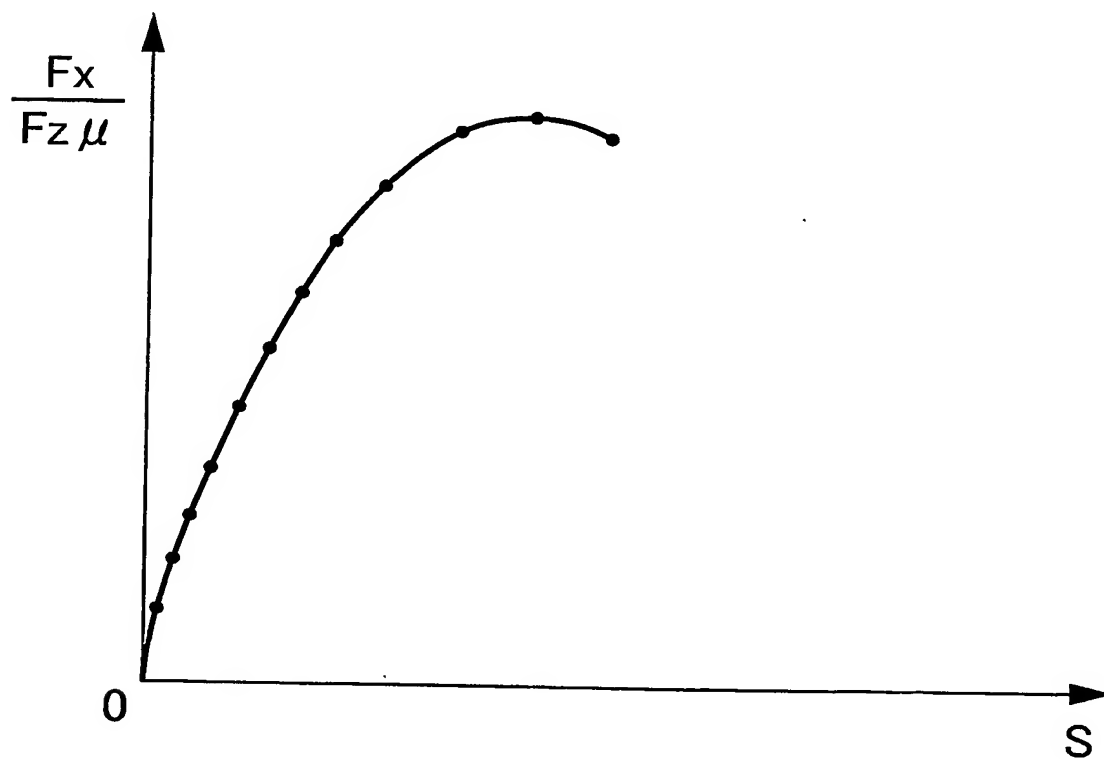
【図 10】



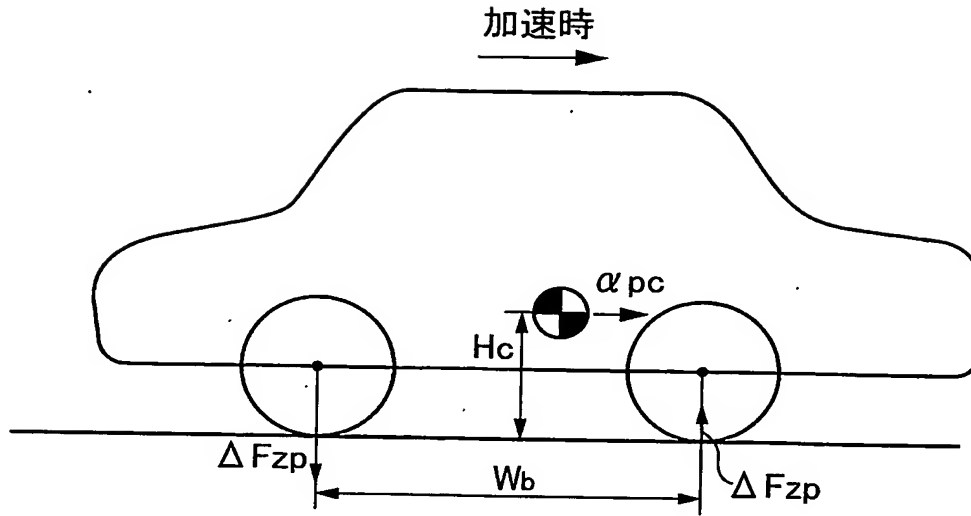
【図 11】



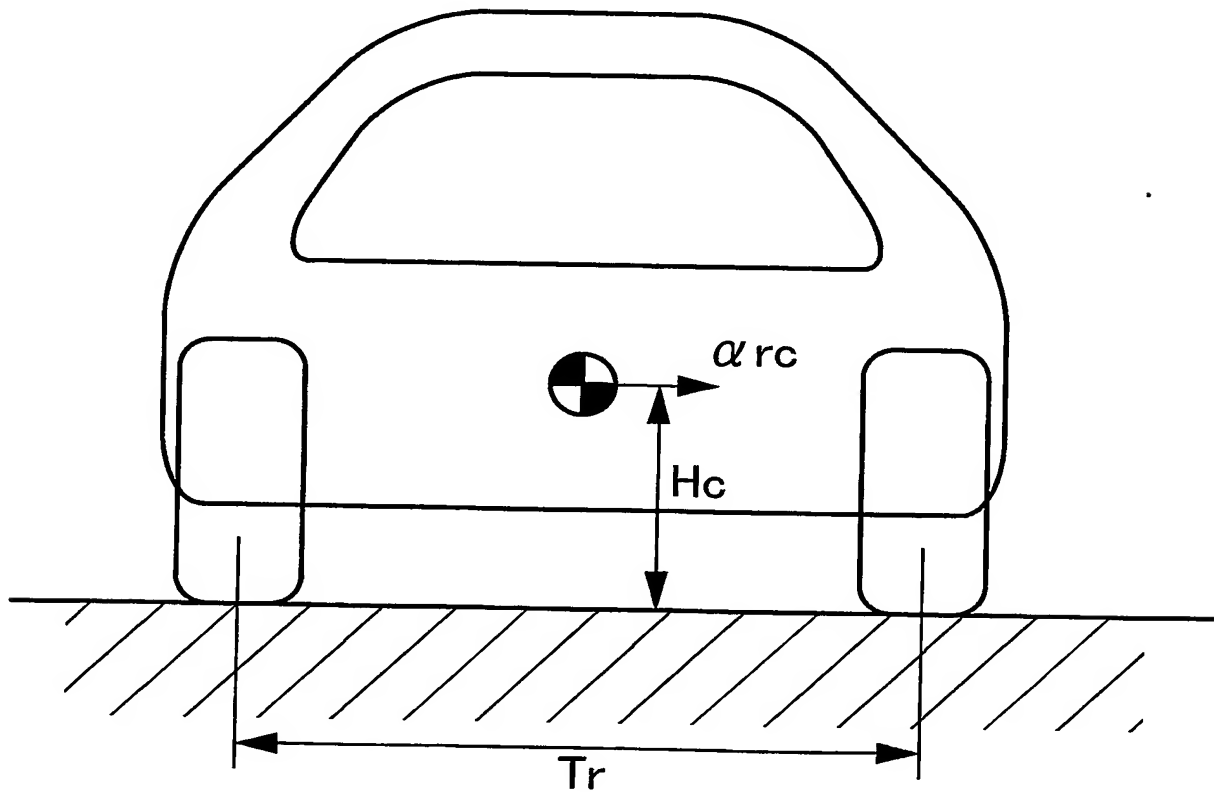
【図 12】



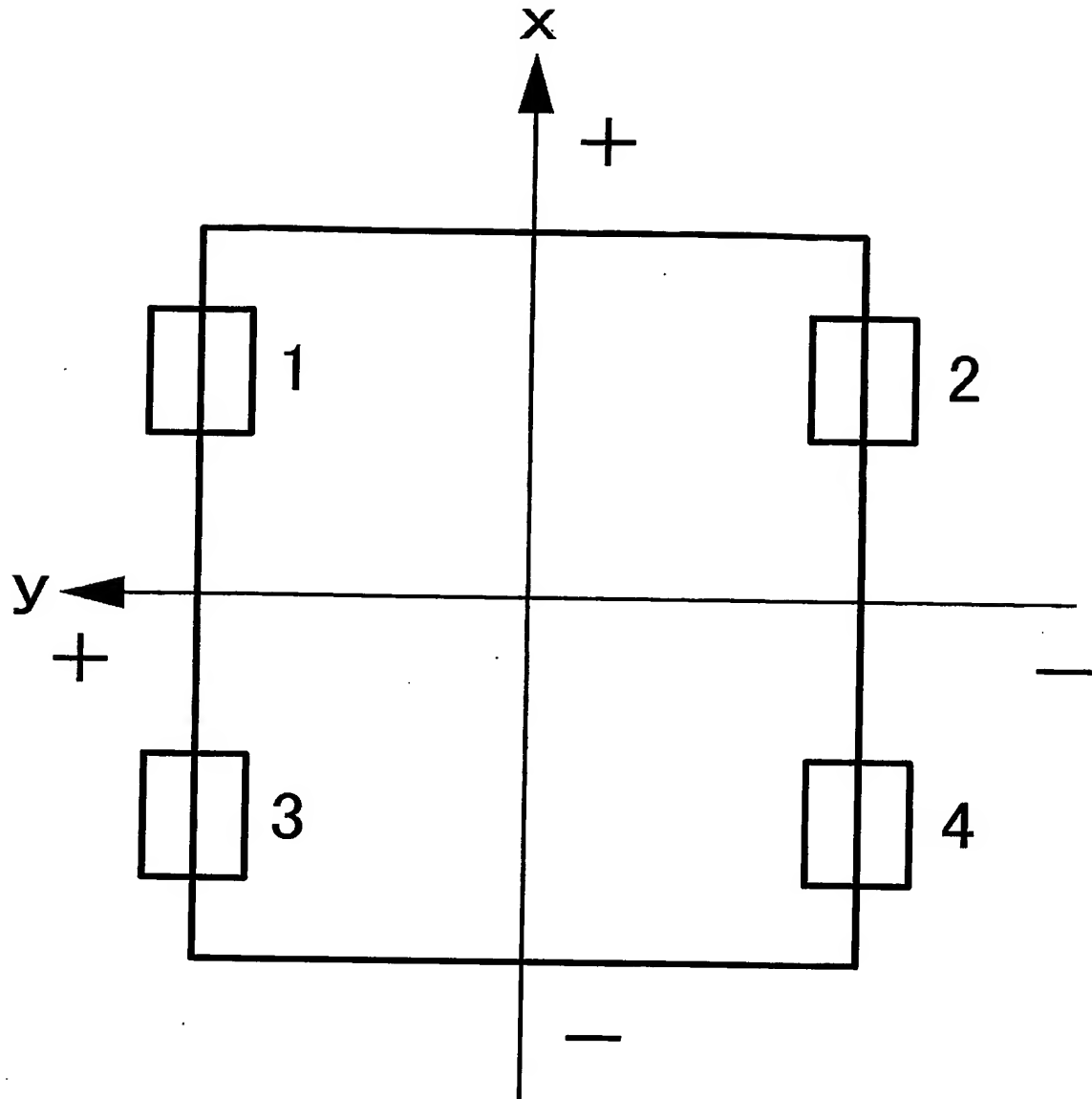
【図 13】



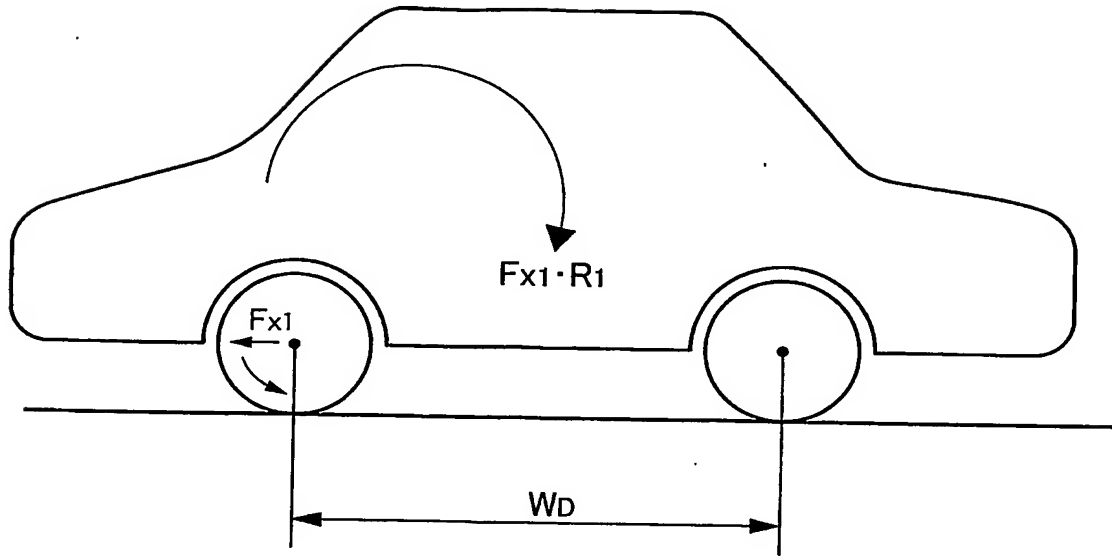
【図 14】



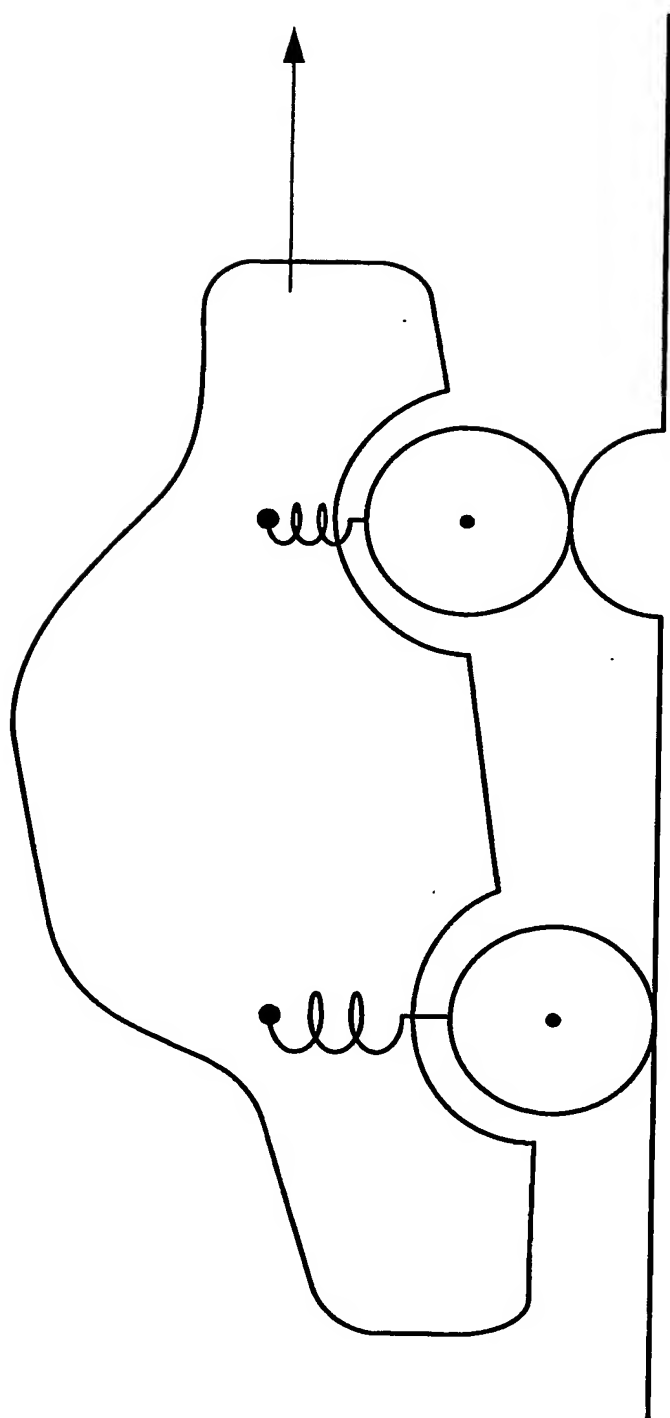
【図 15】



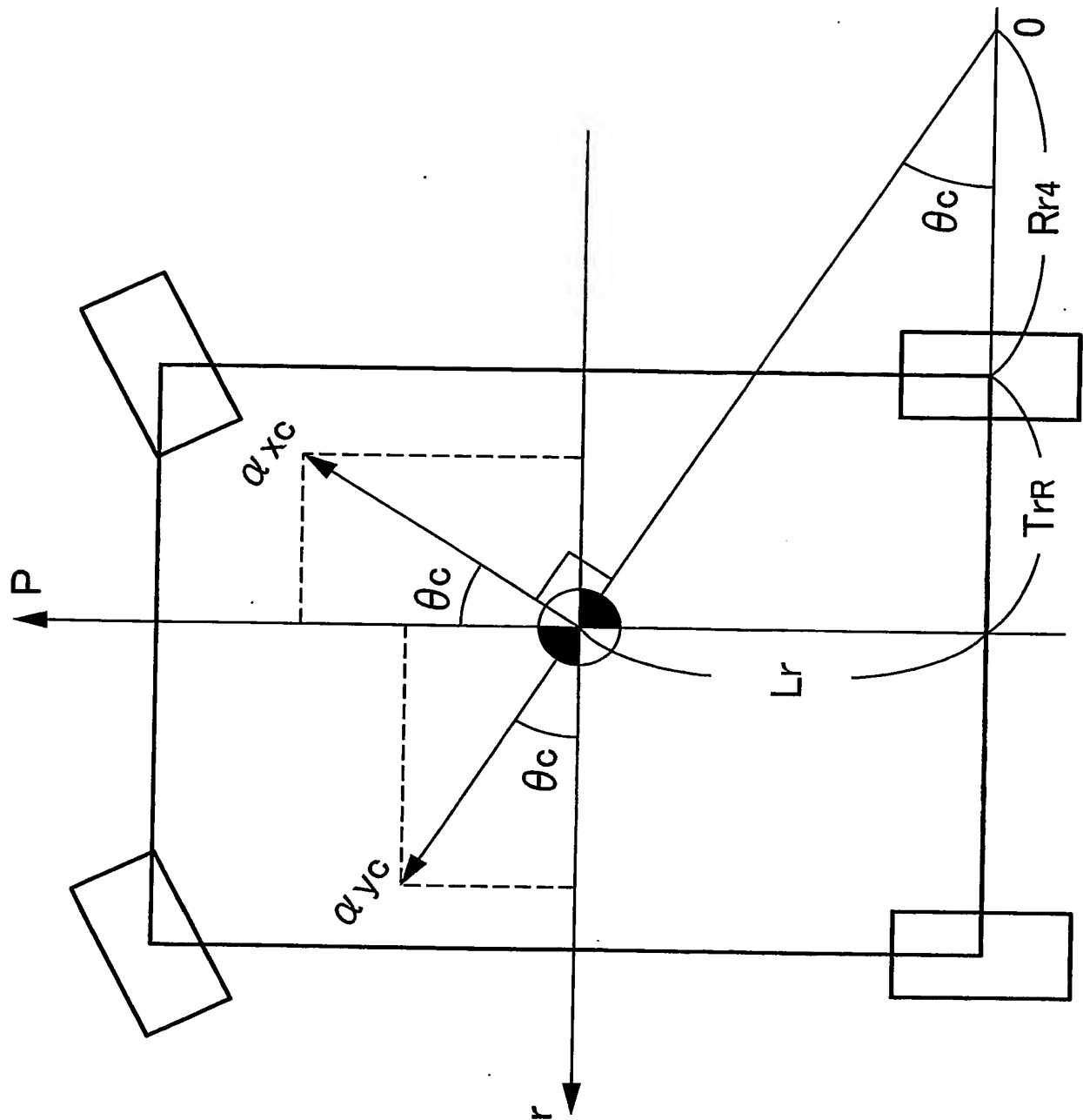
【図 16】



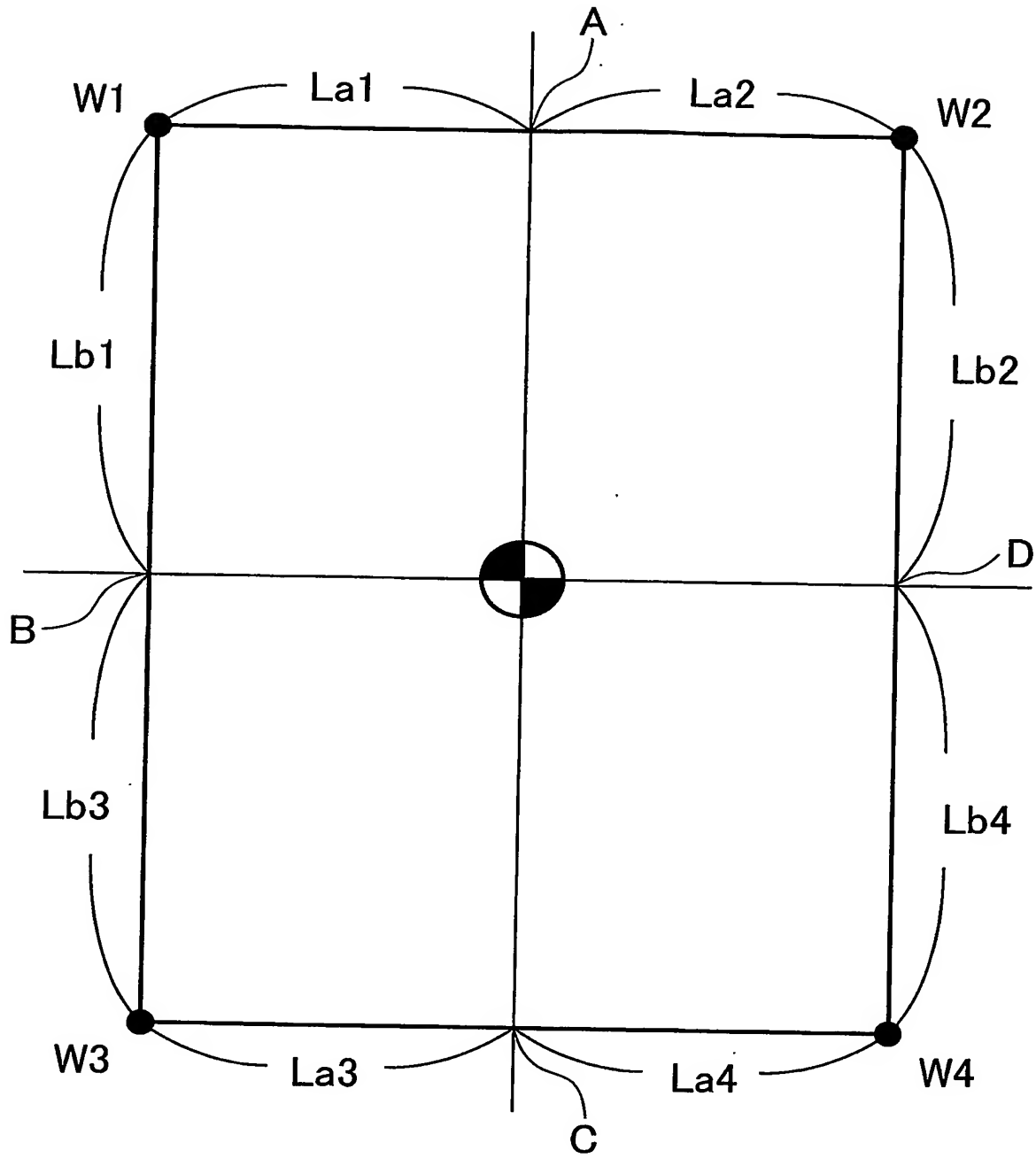
【図 17】



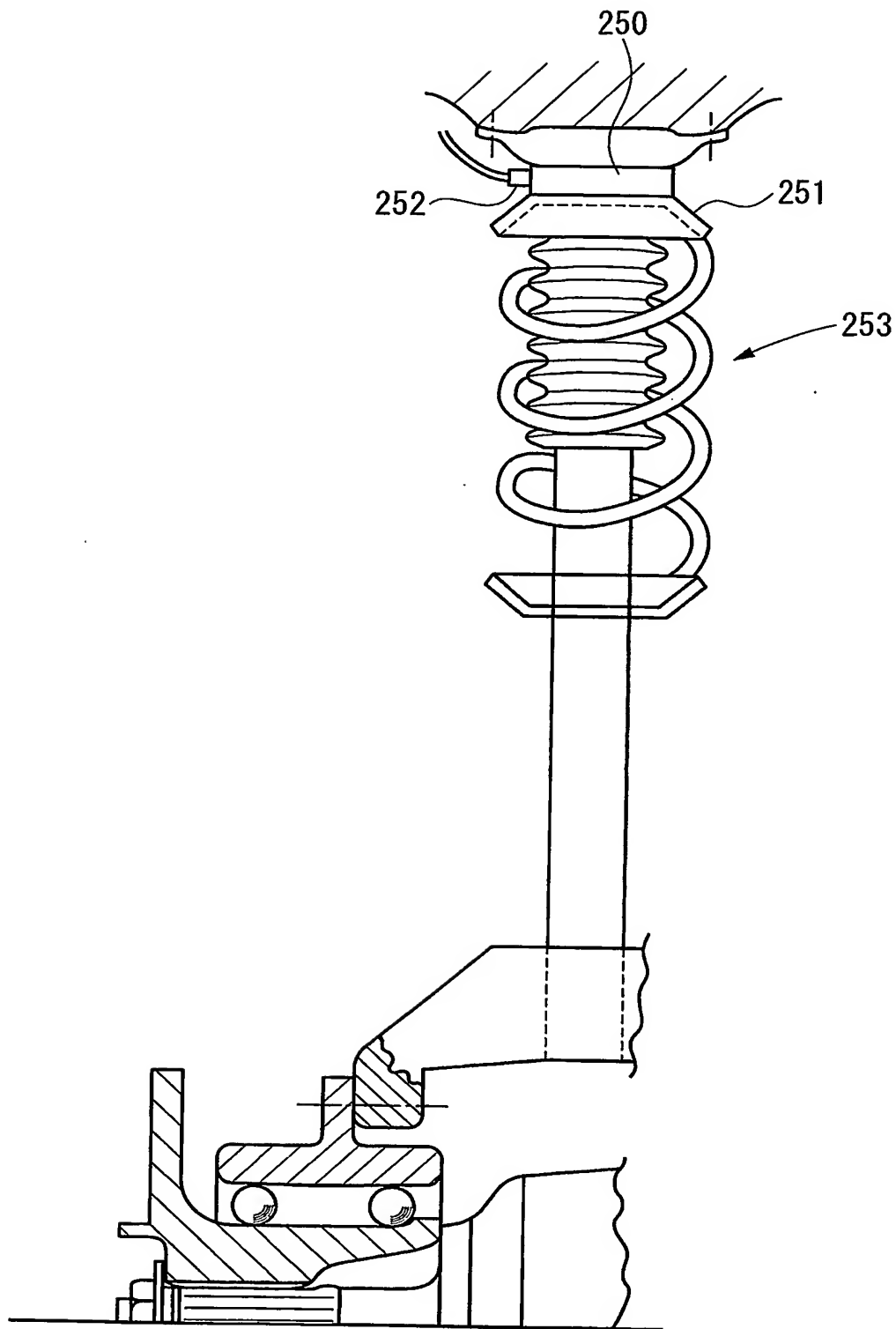
【図 18】



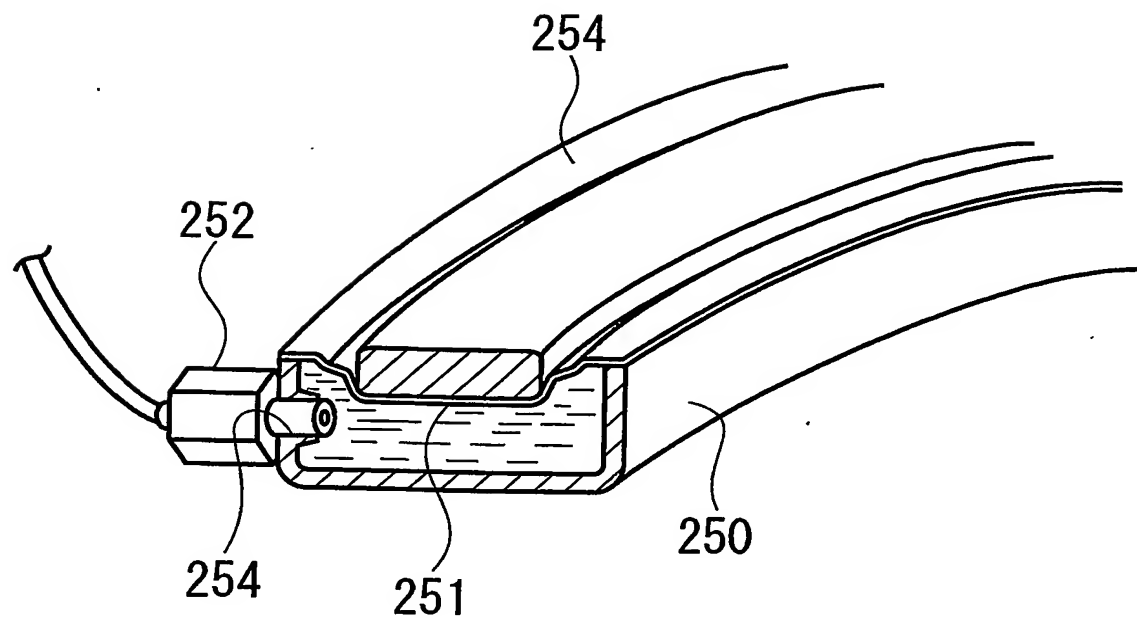
【図 19】



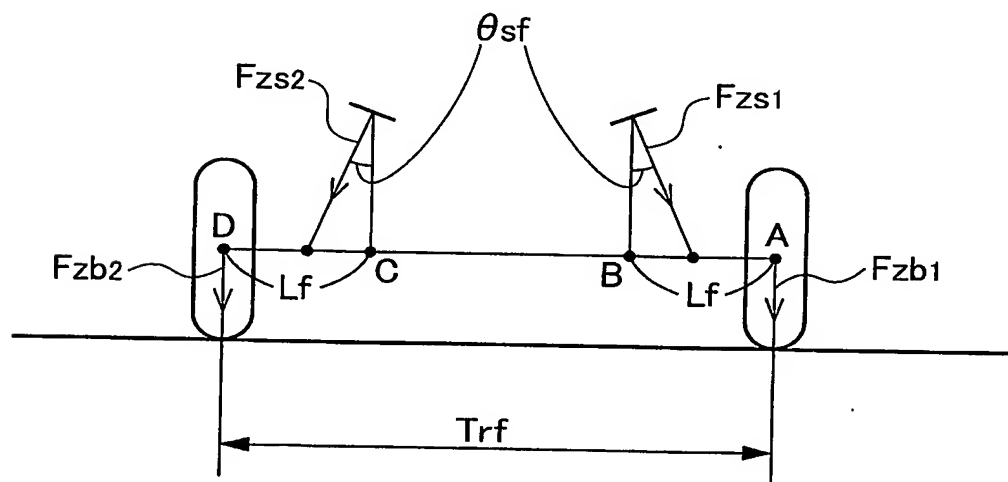
【図 20】



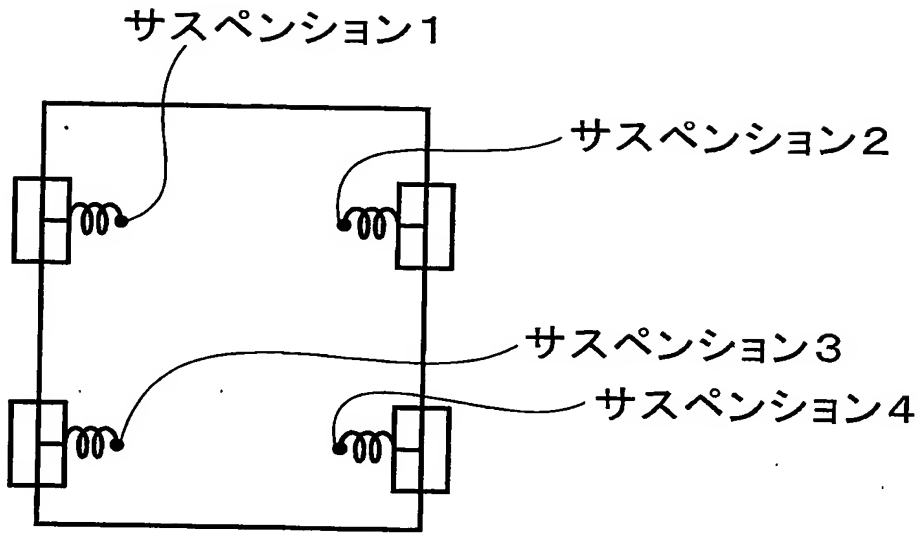
【圖 2 1】



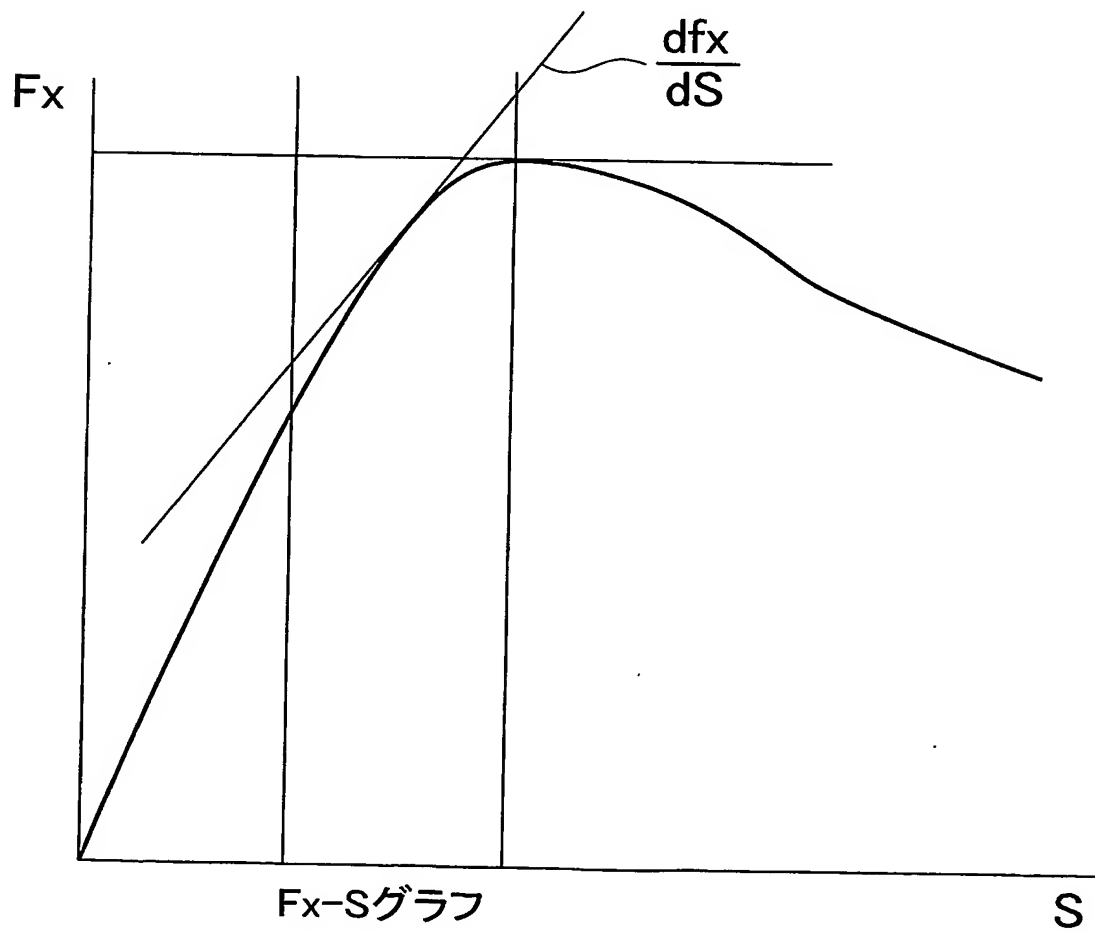
【圖 2 2】



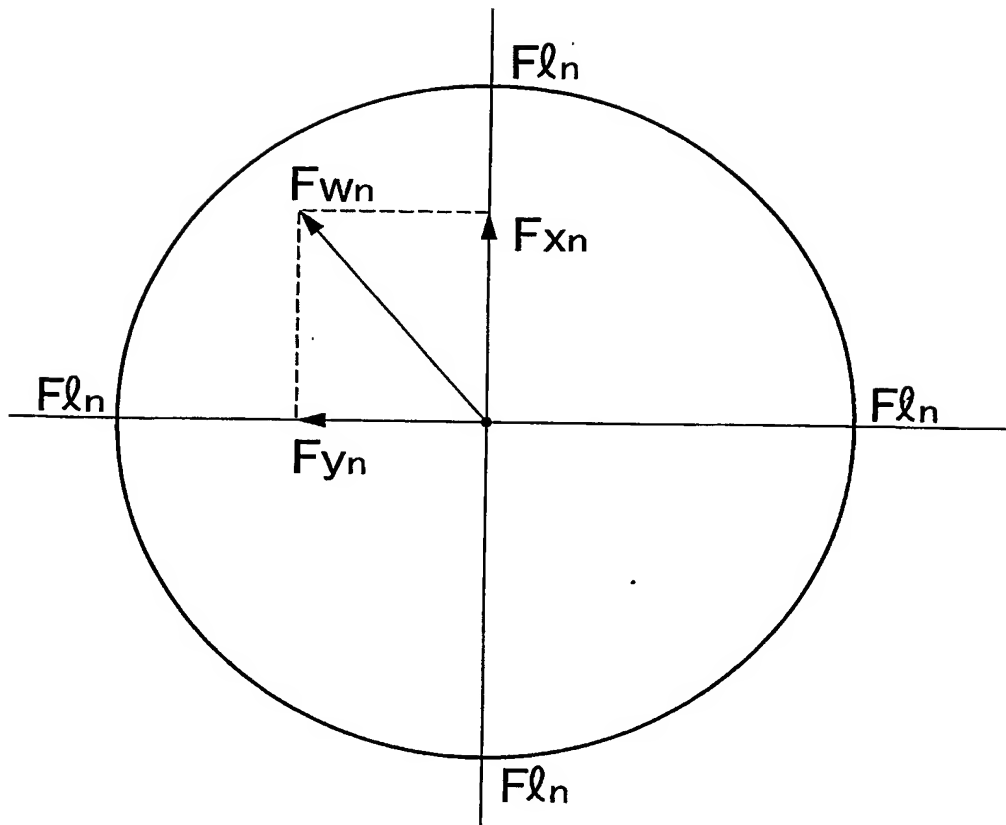
【図 23】



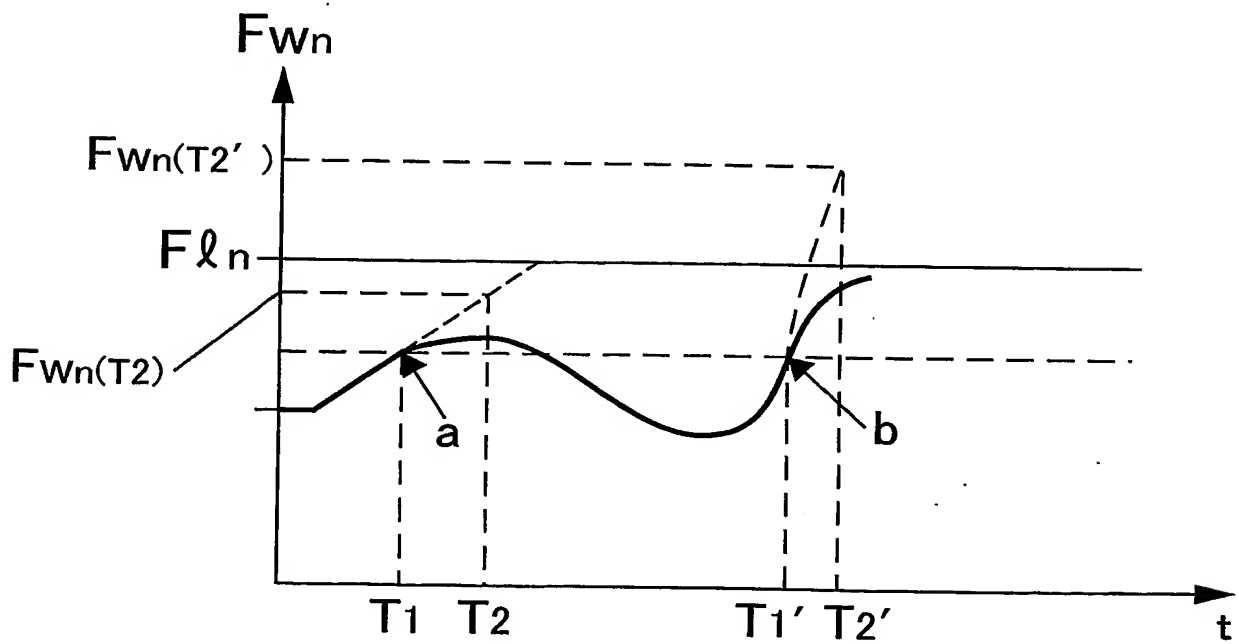
【図 24】



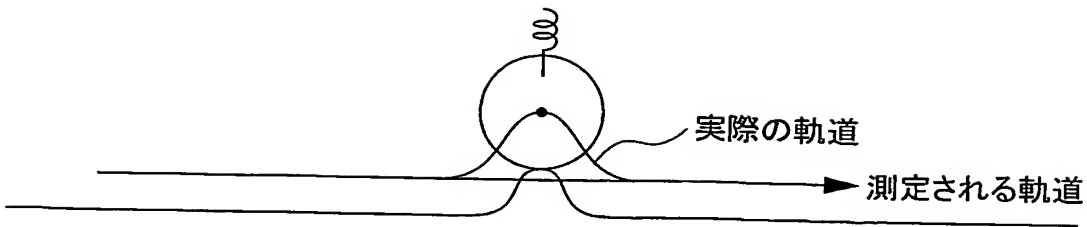
【図 25】



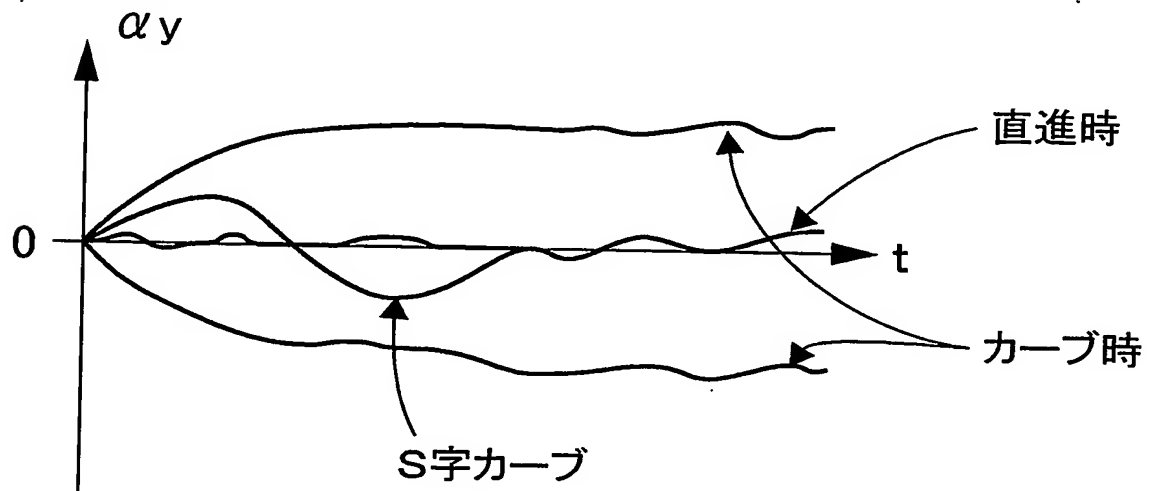
【図 26】



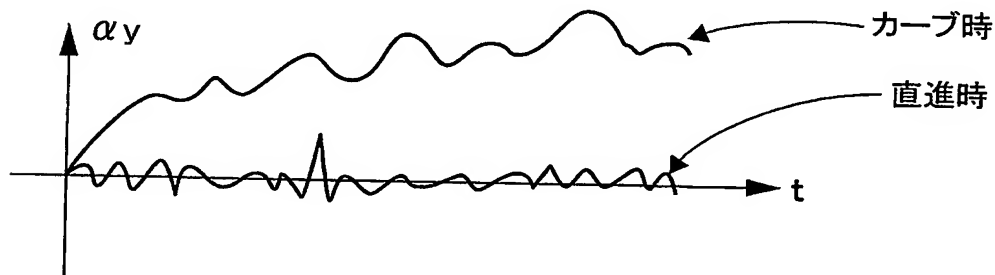
【図 27】



【図 28】



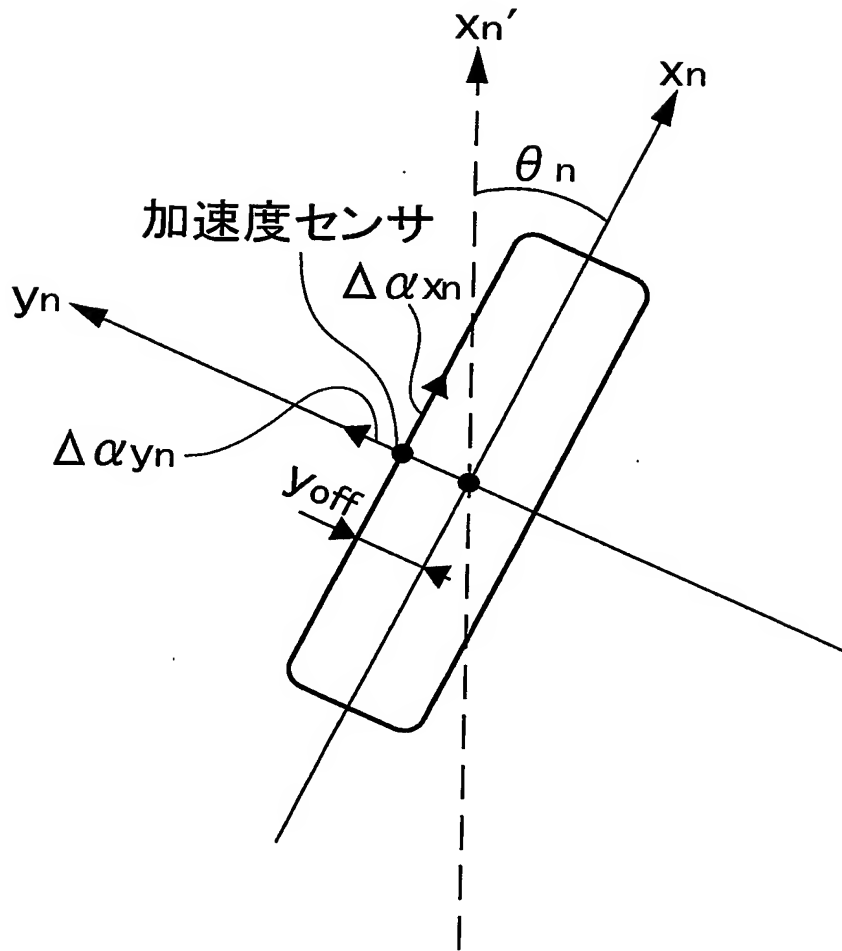
【図 29】



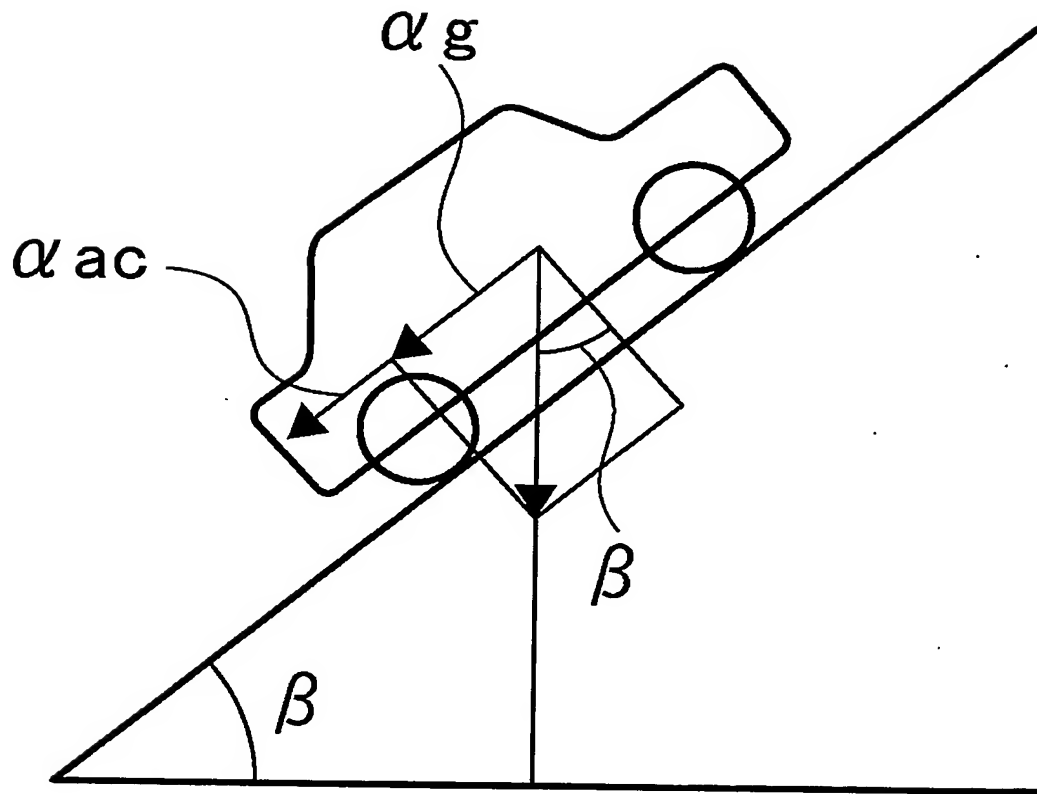
【図 30】

オフセット量 (mm)	0	50	100	150	200	250
旋回時の誤差	◎	○	○	○	△	×

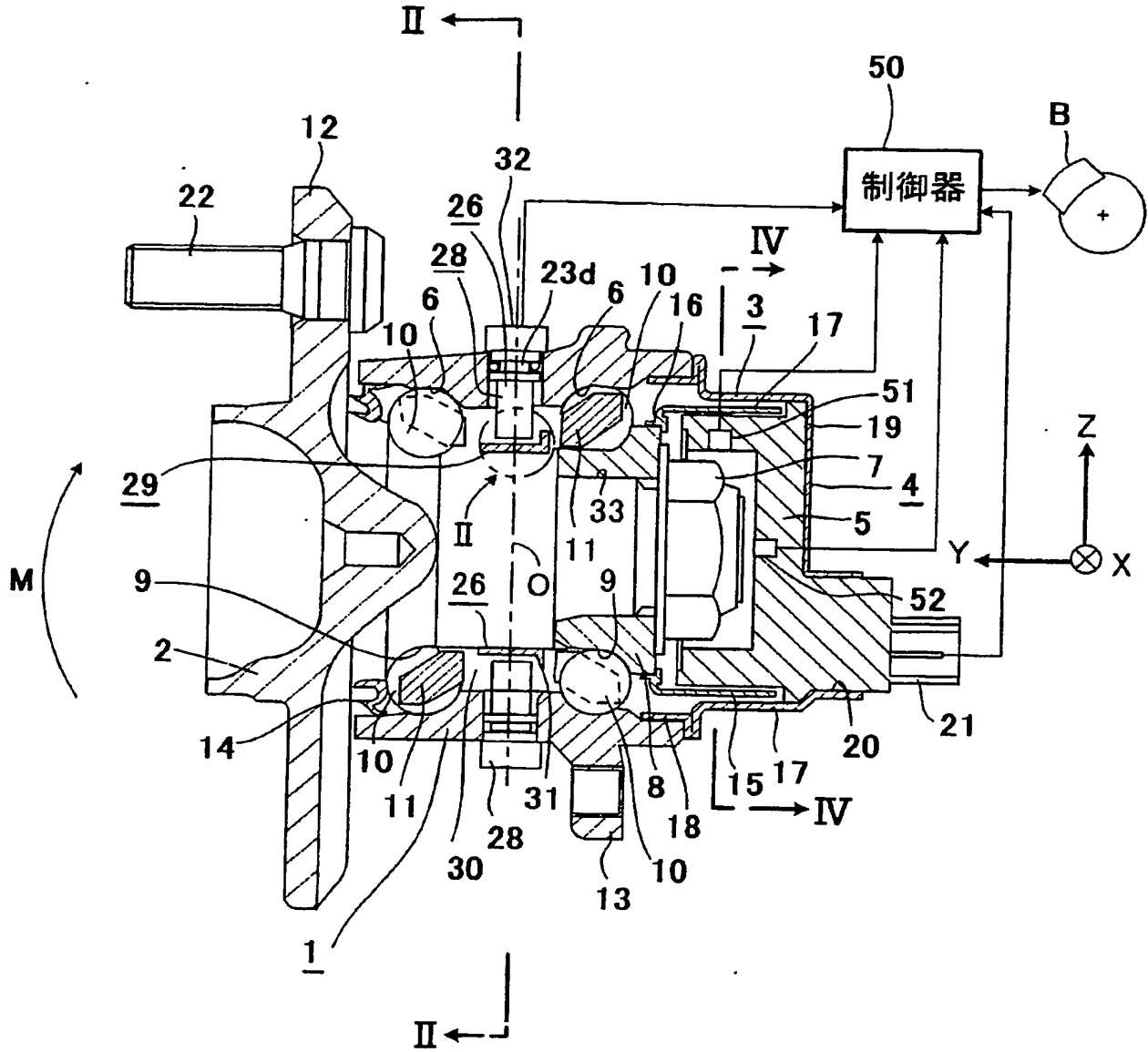
【図 31】



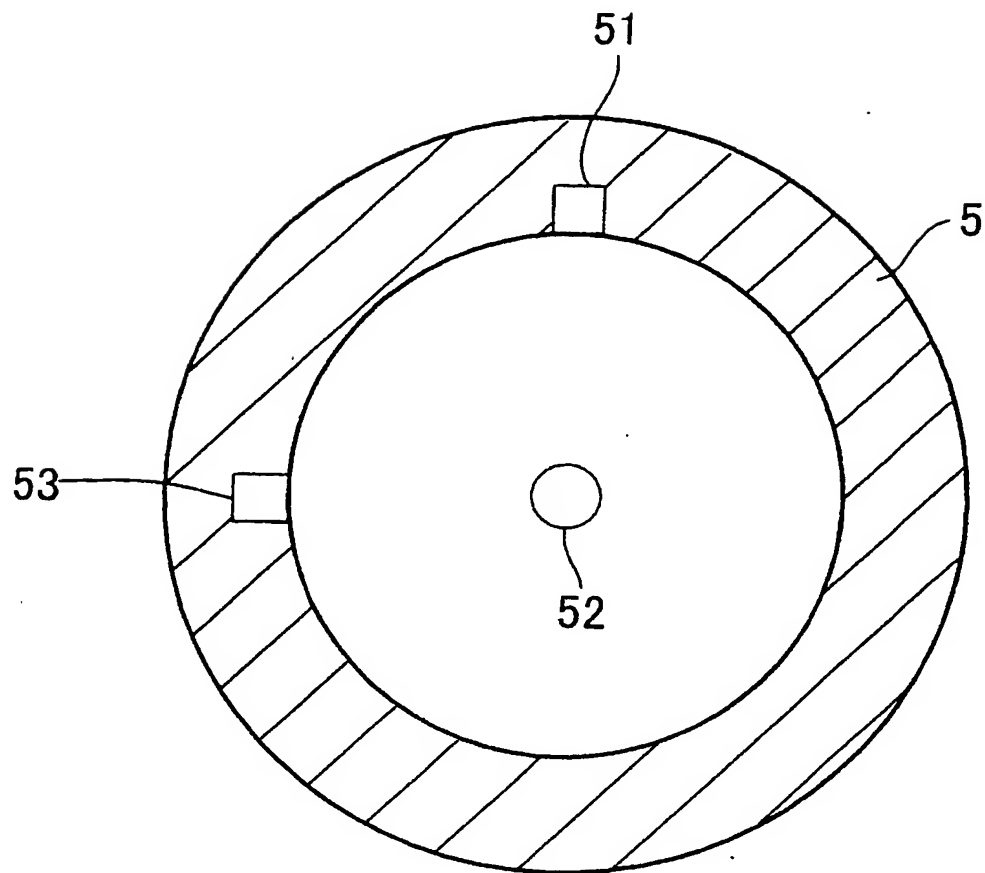
【図 32】



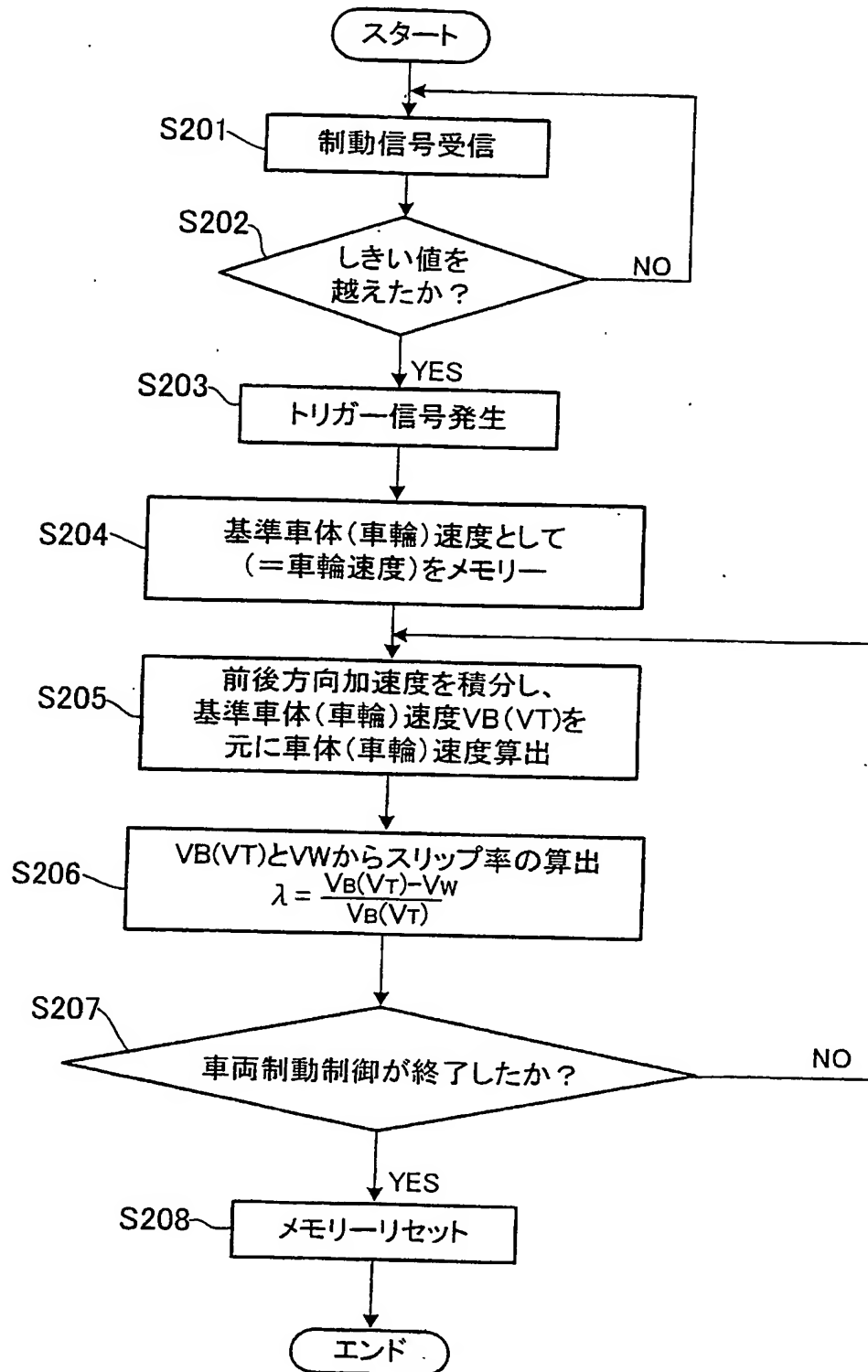
【図 33】



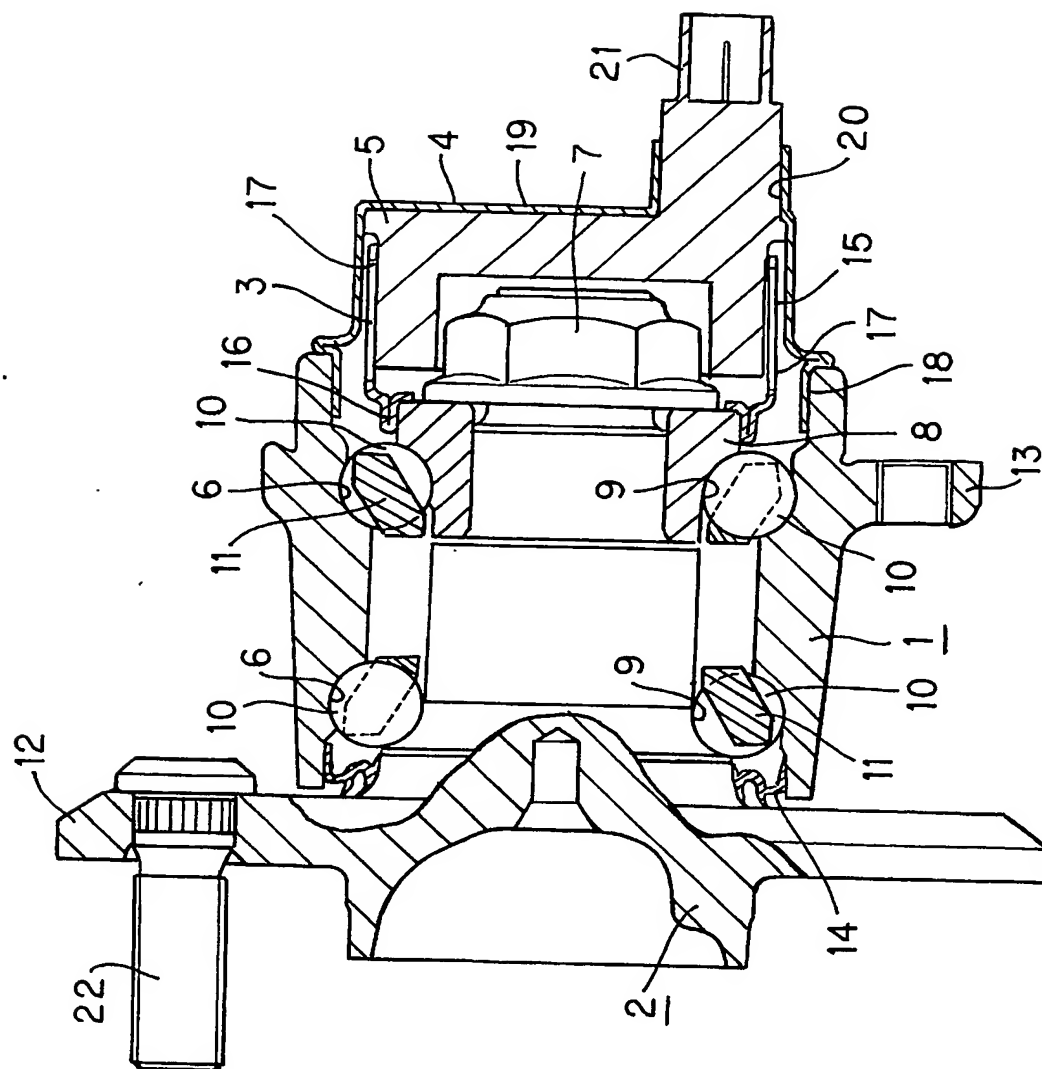
【図 34】



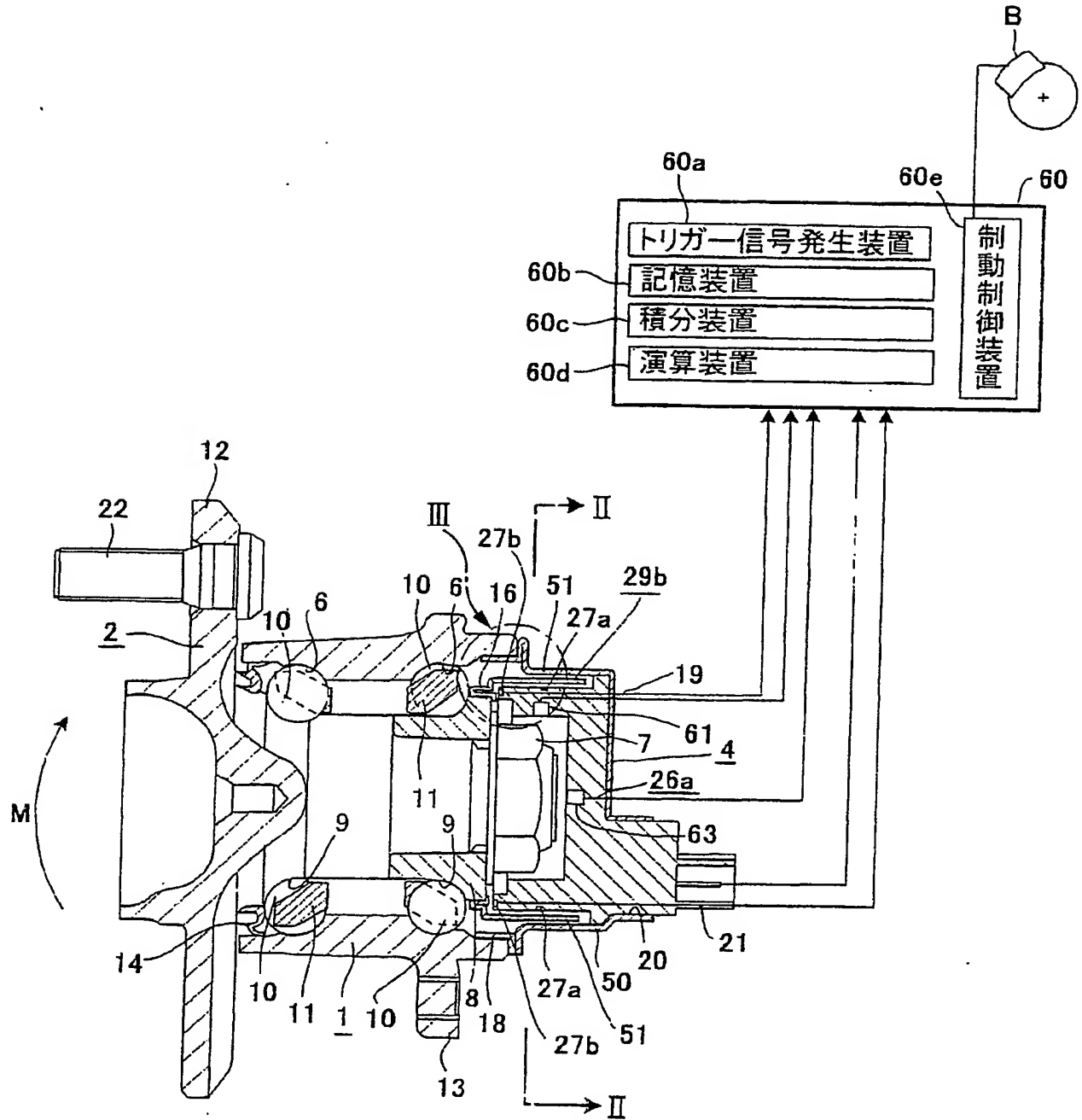
【図 35】



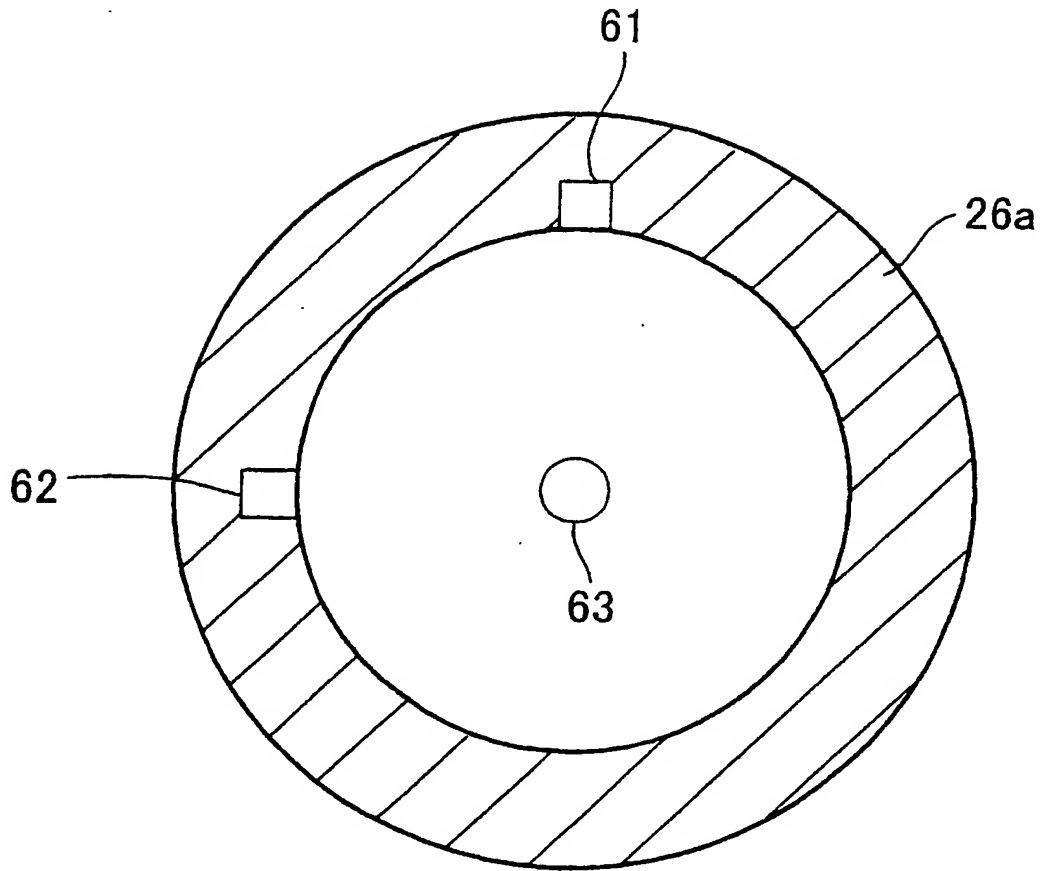
【図 36】



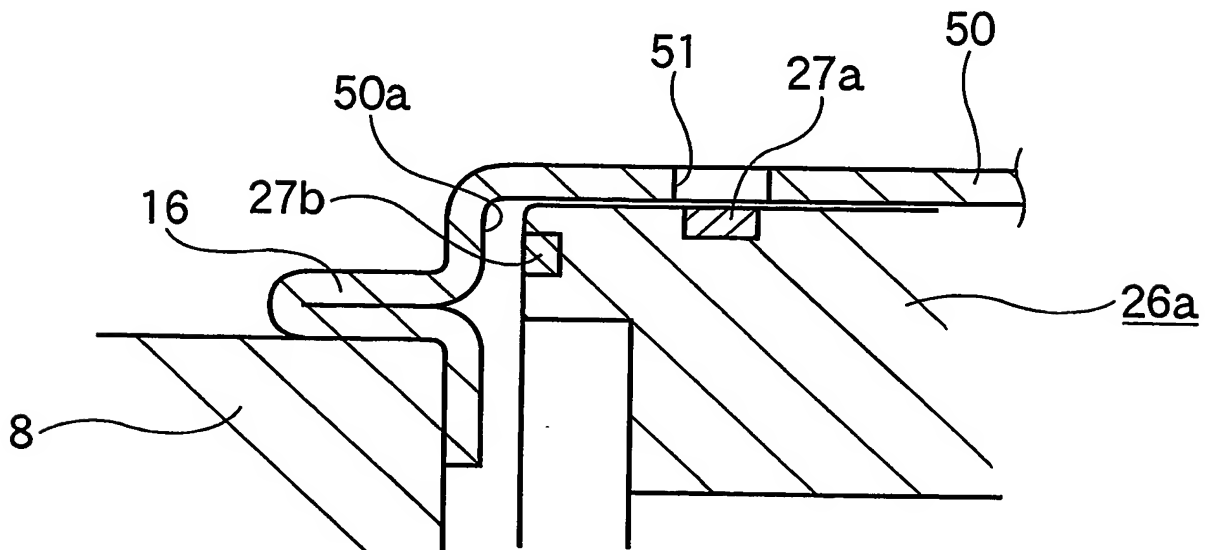
【図 37】



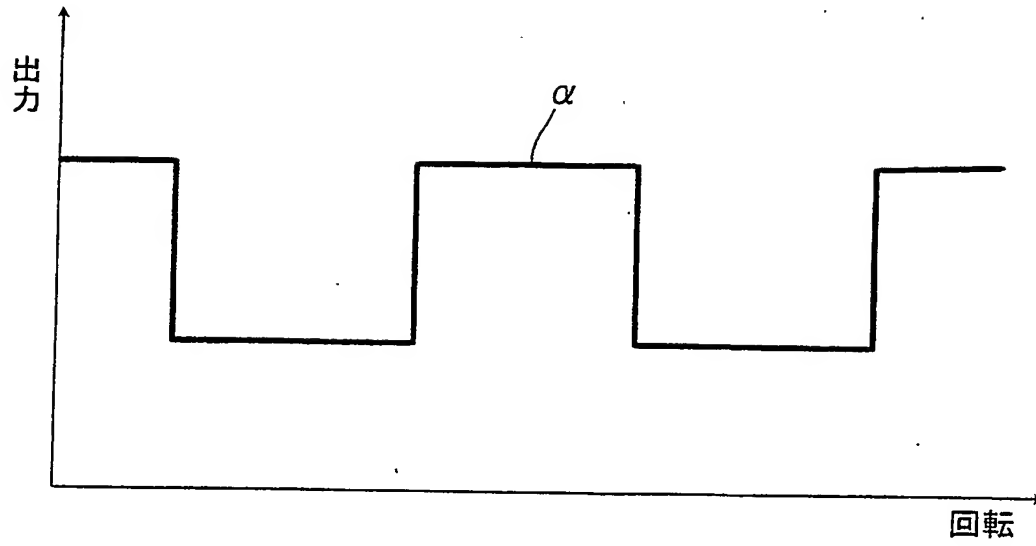
【図 38】



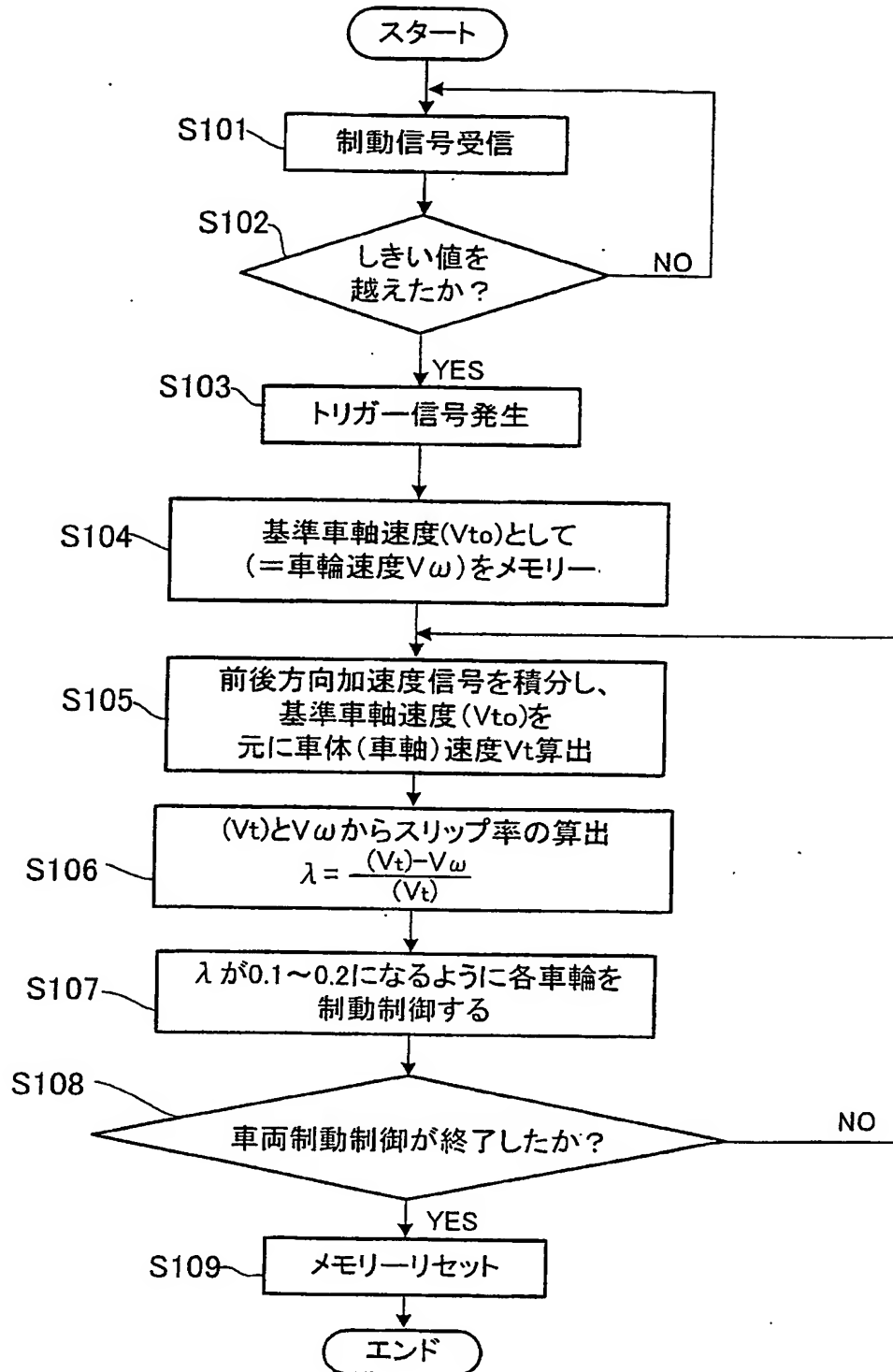
【図 39】



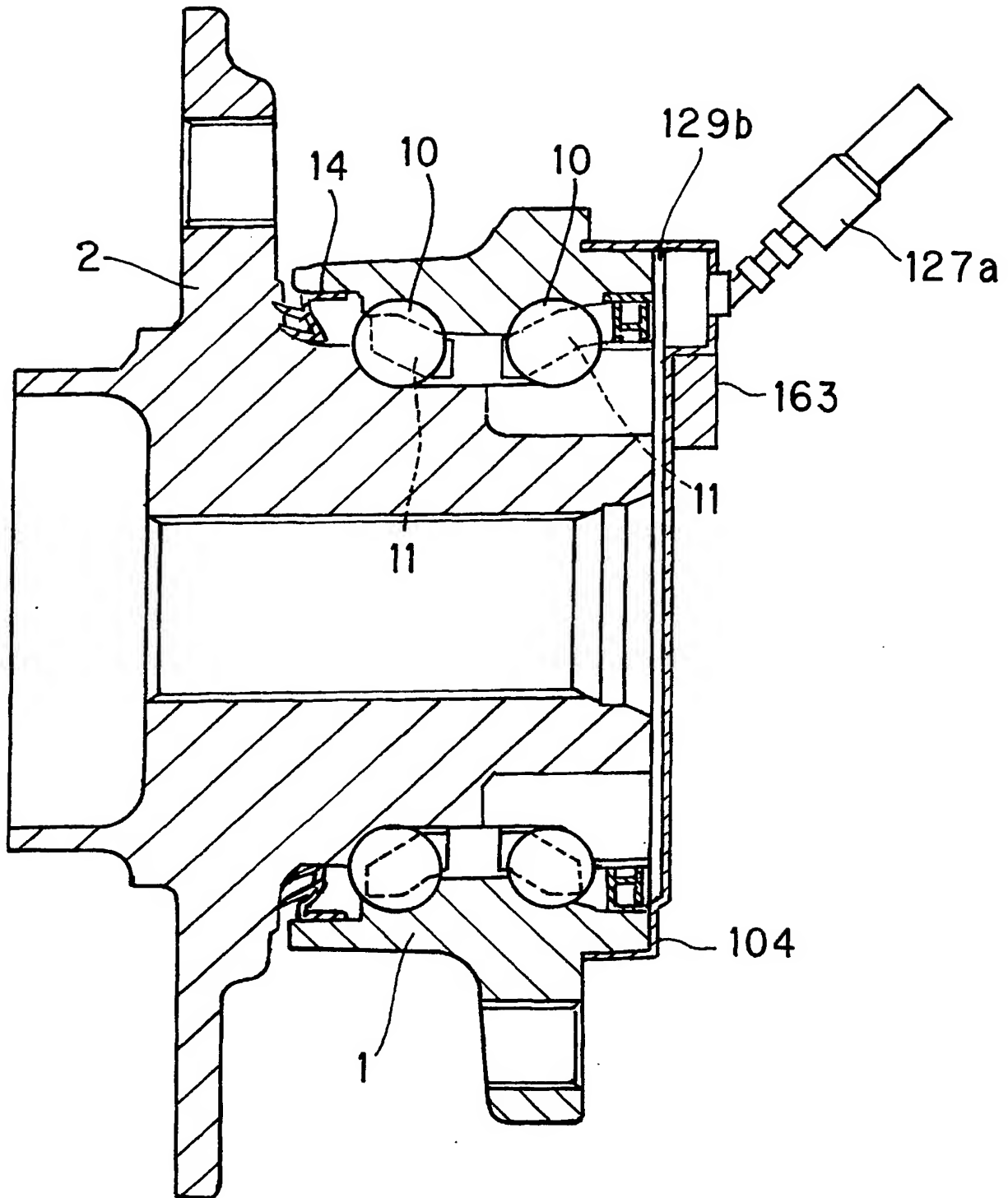
【図 4 0】



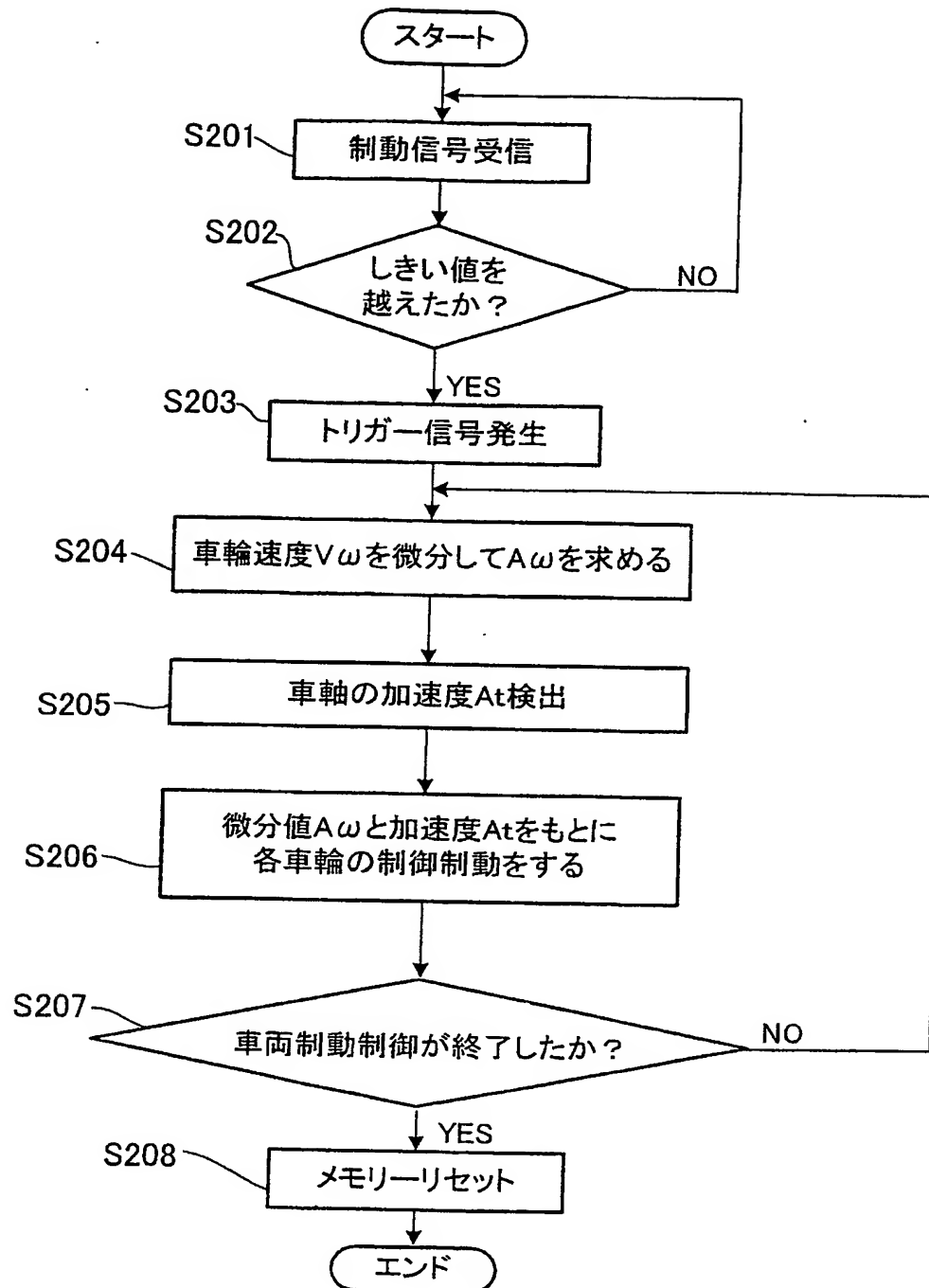
【図 4 1】



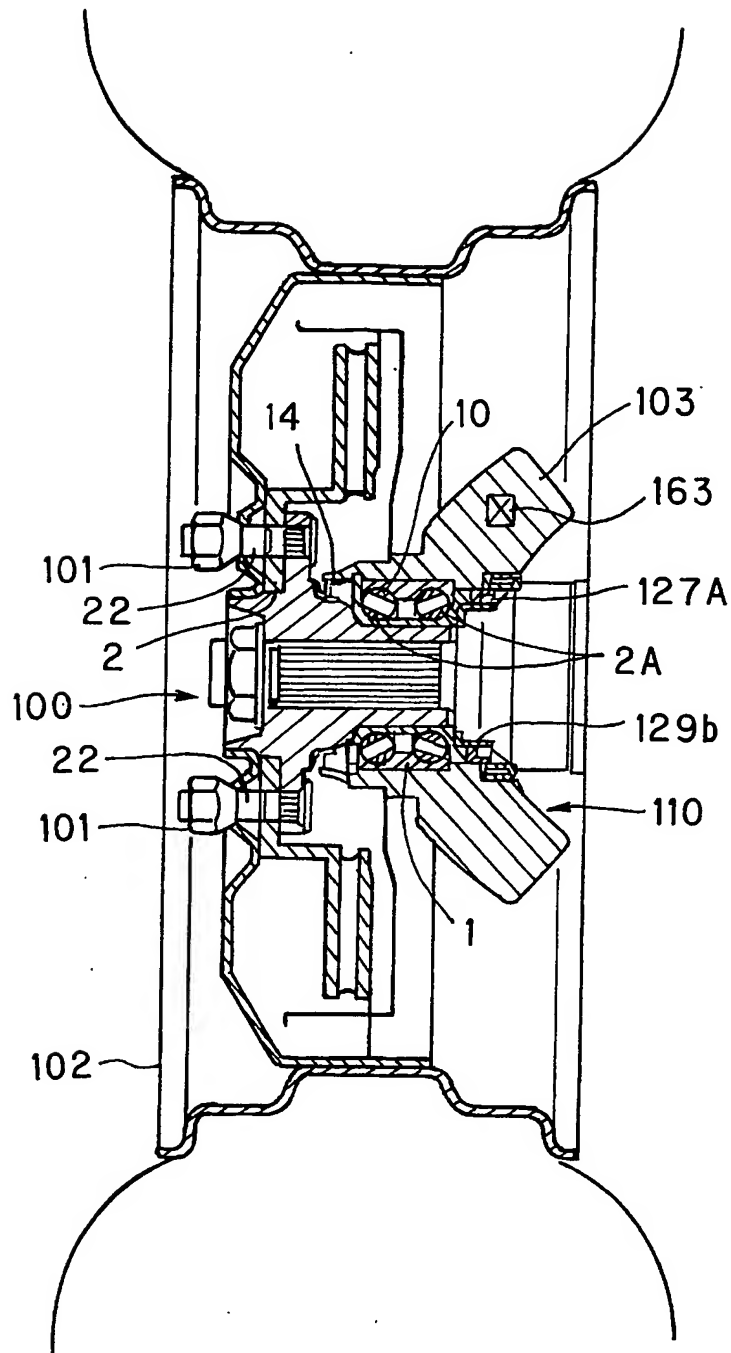
【図 4 2】



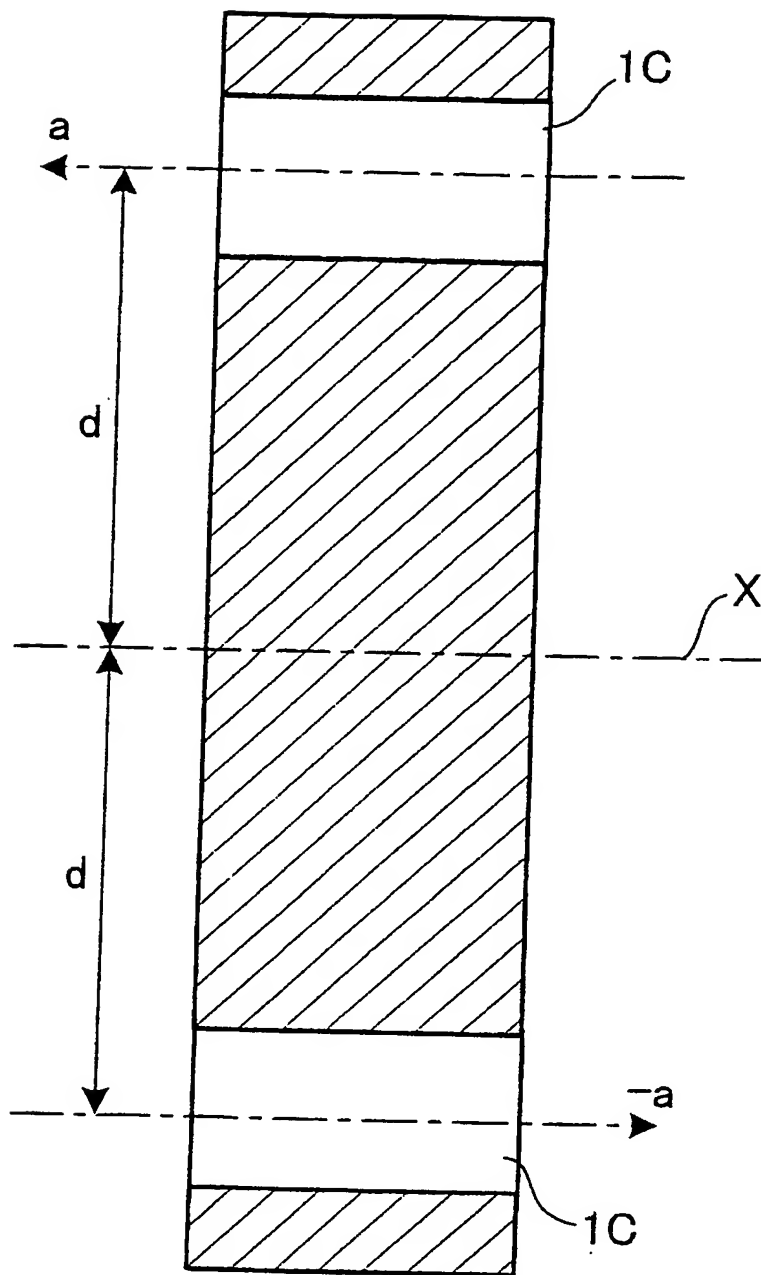
【図 4 3】



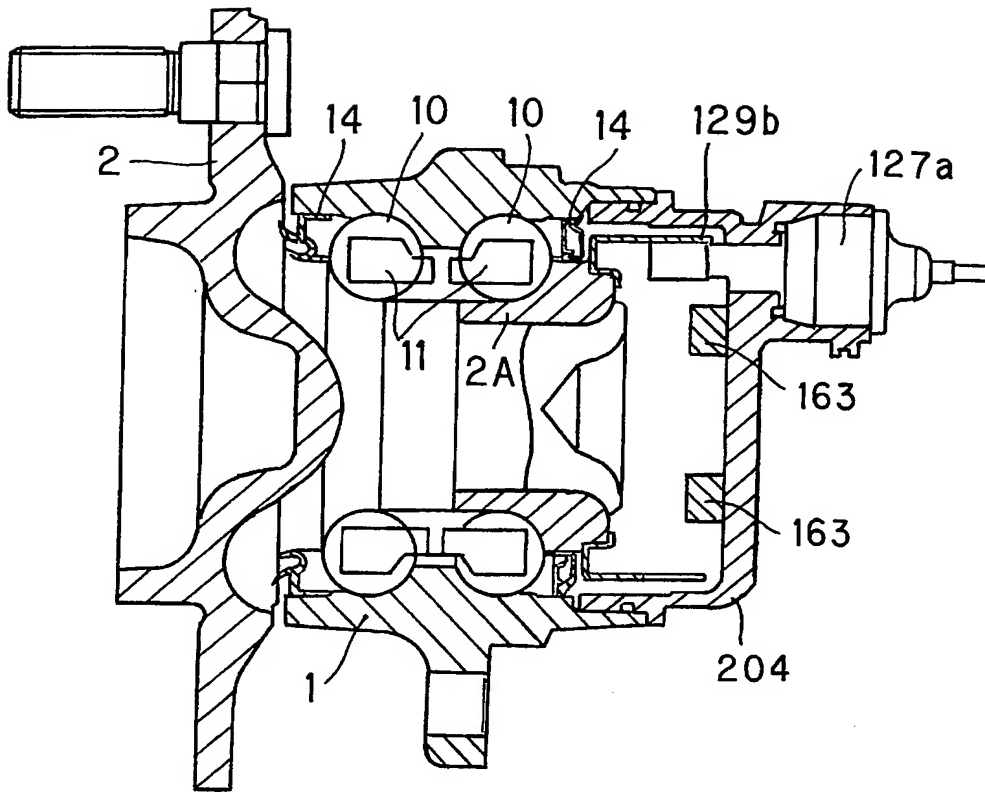
【図 44】



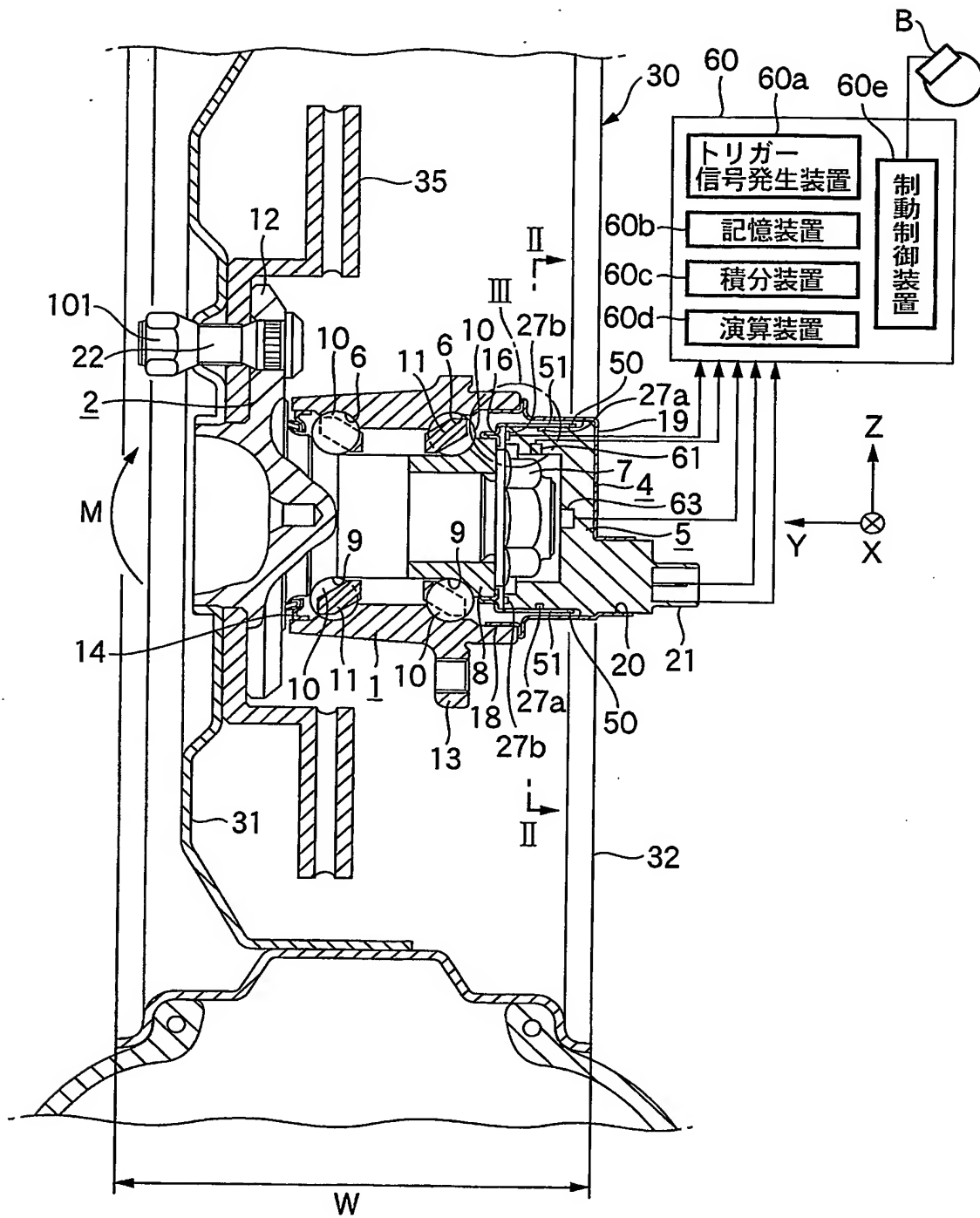
【図 45】



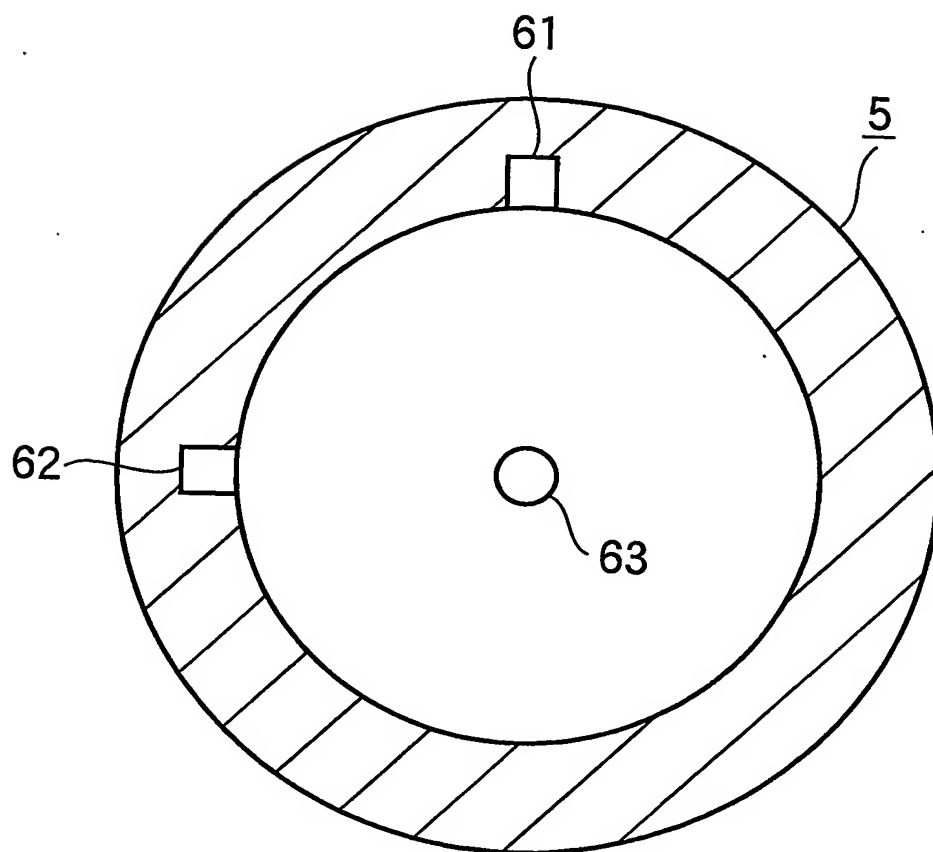
【図 46】



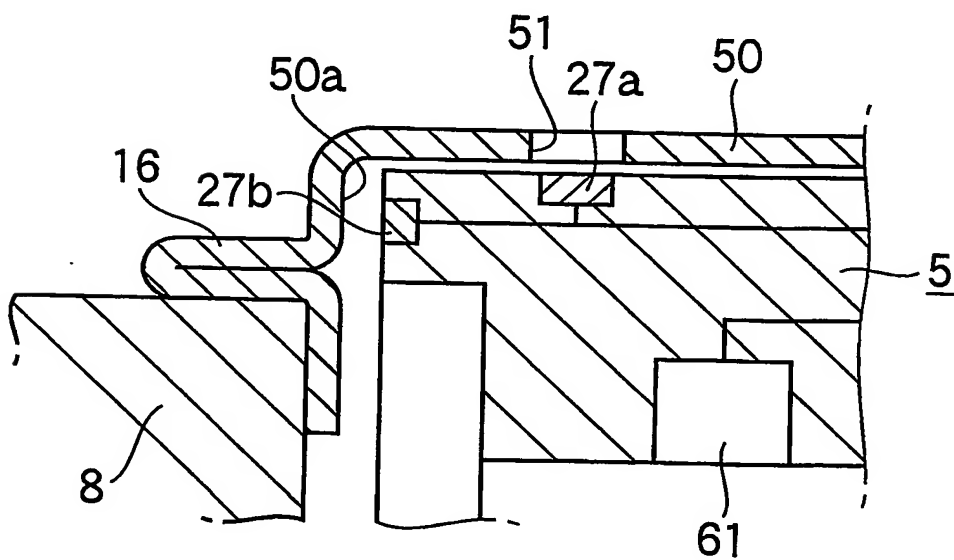
【図 47】



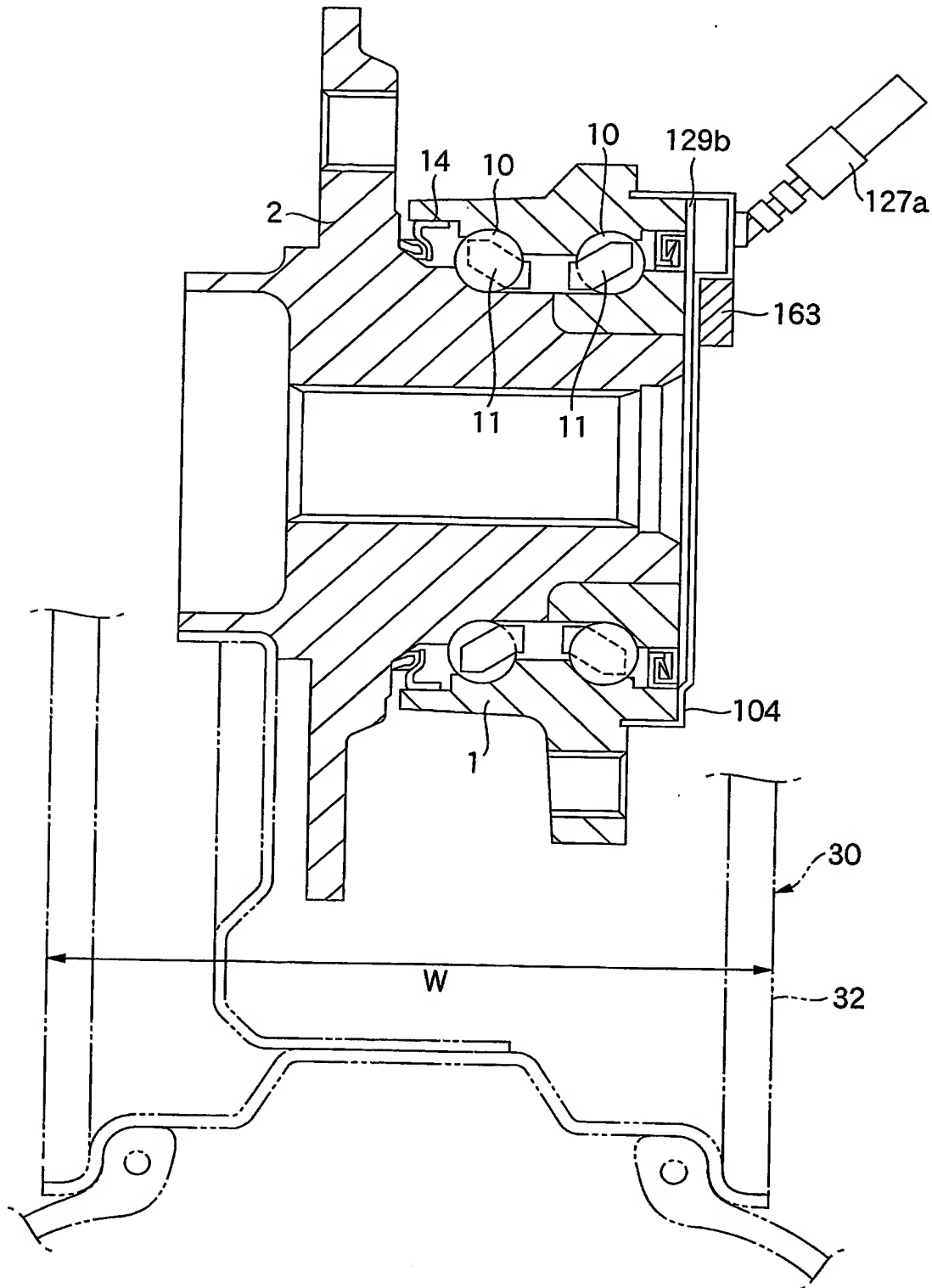
【図 48】



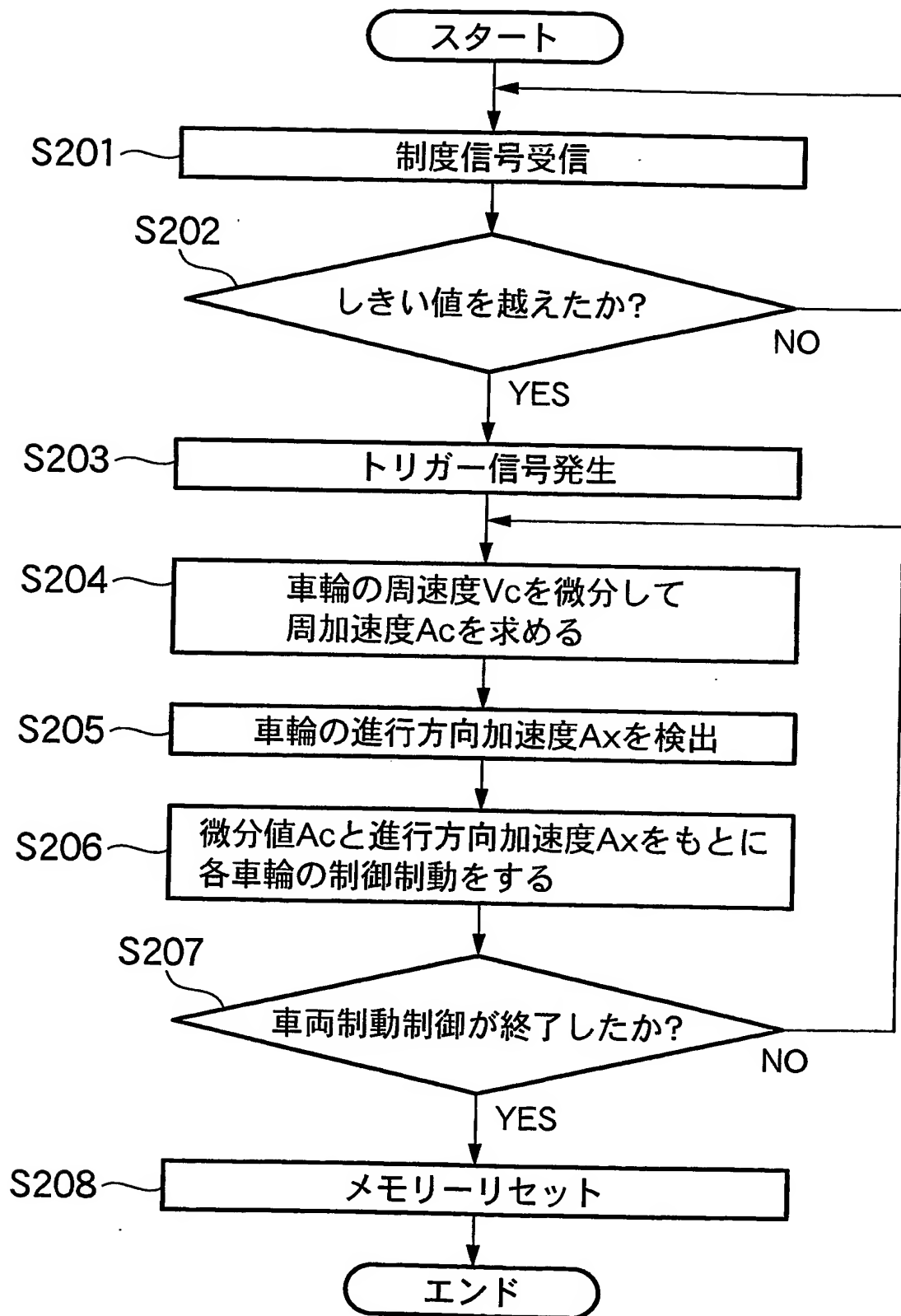
【図 49】



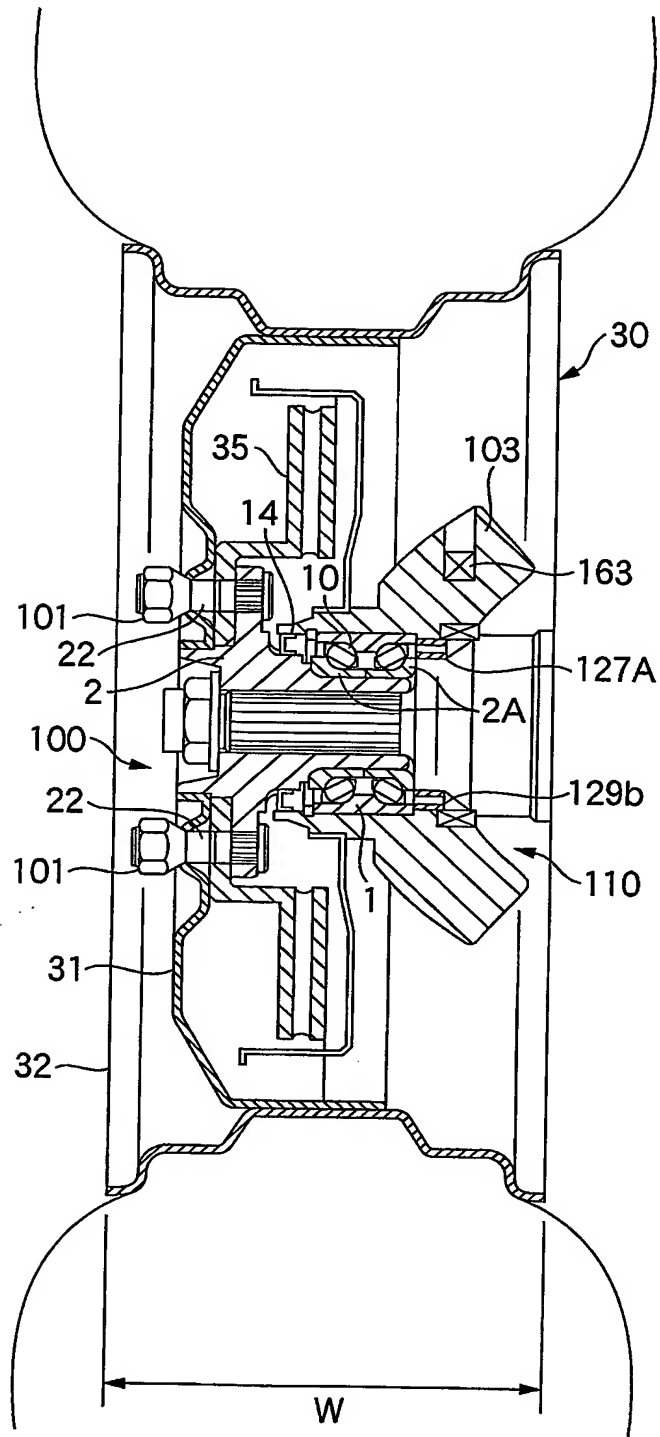
【図 50】



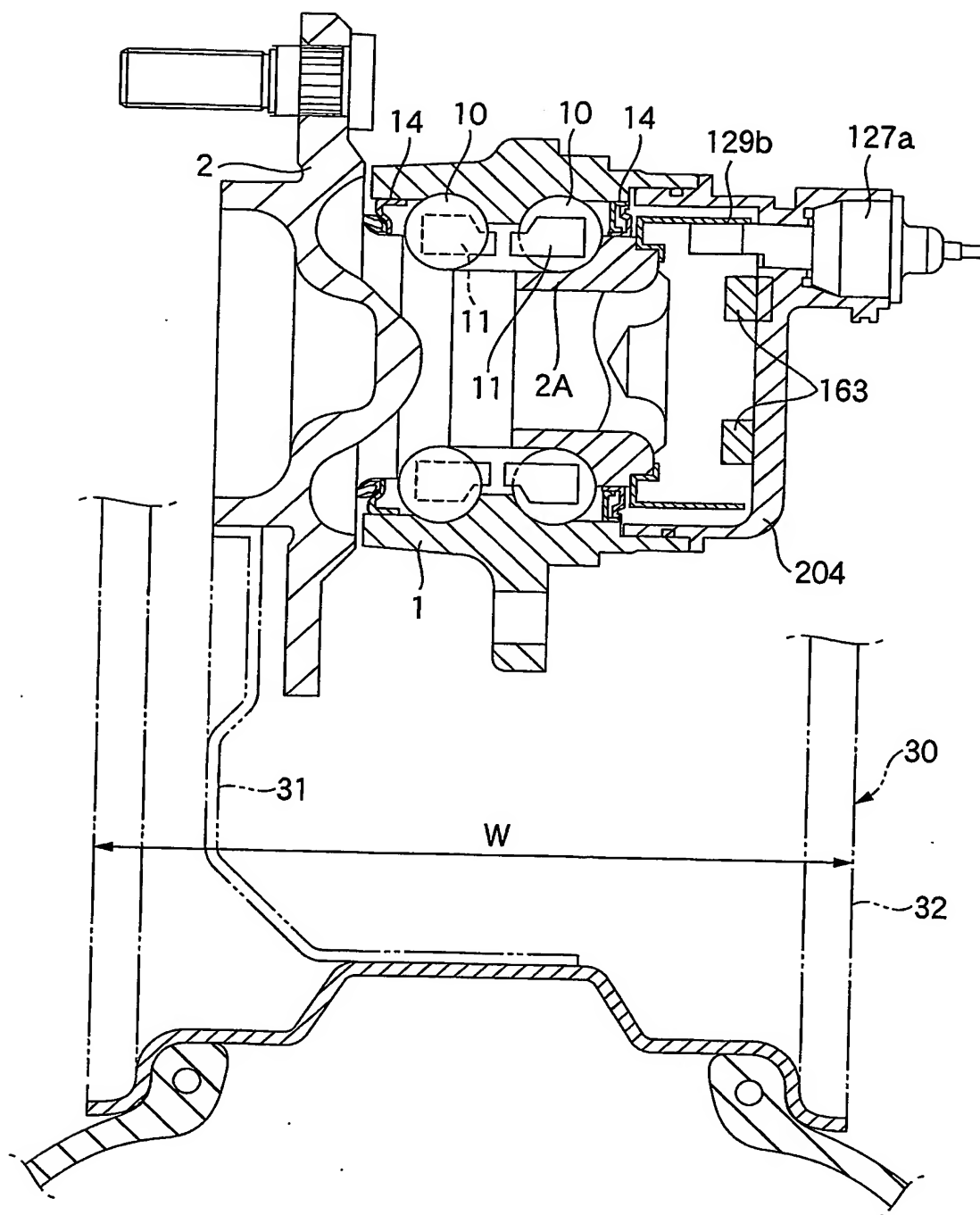
【図 51】



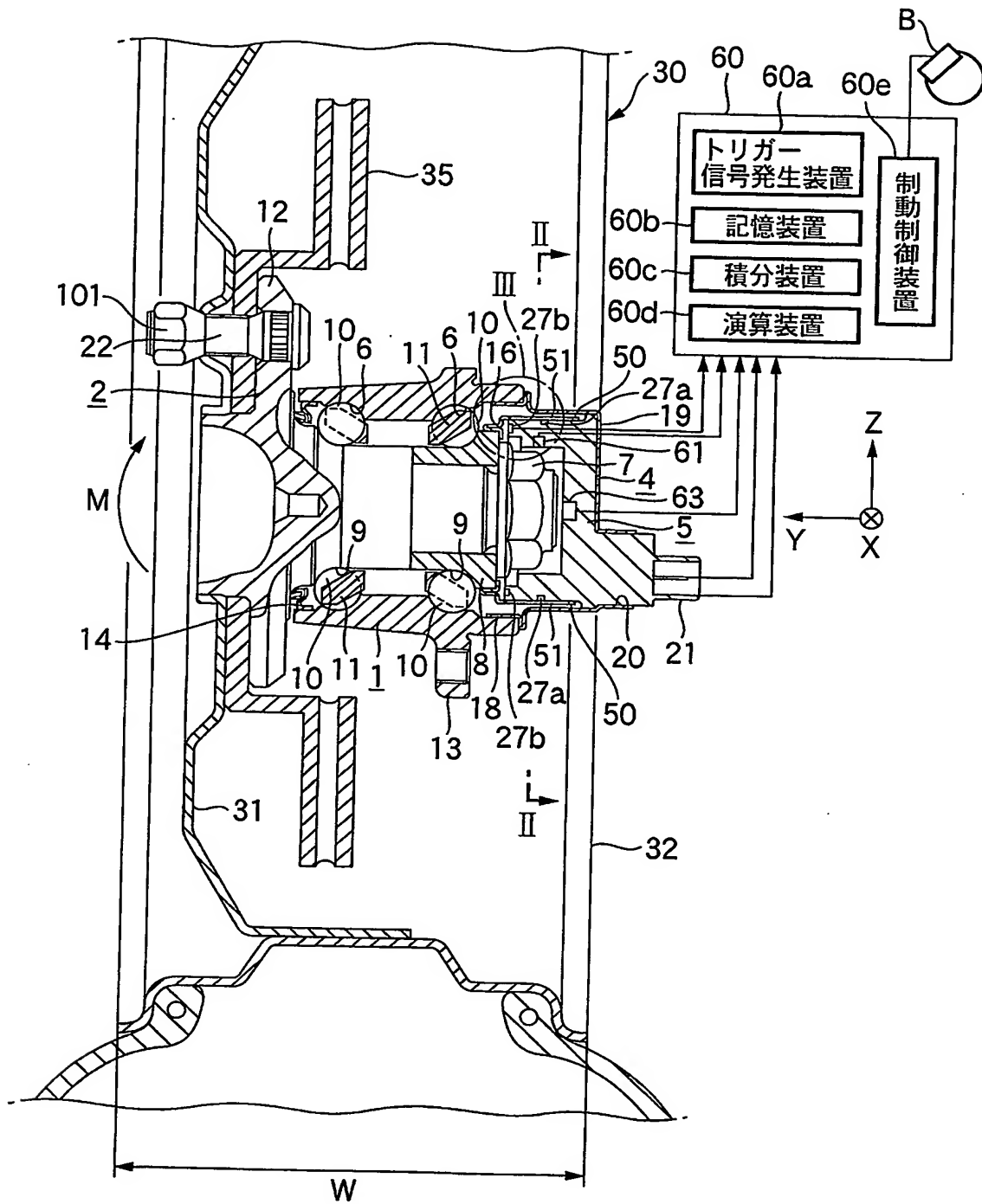
【図 52】



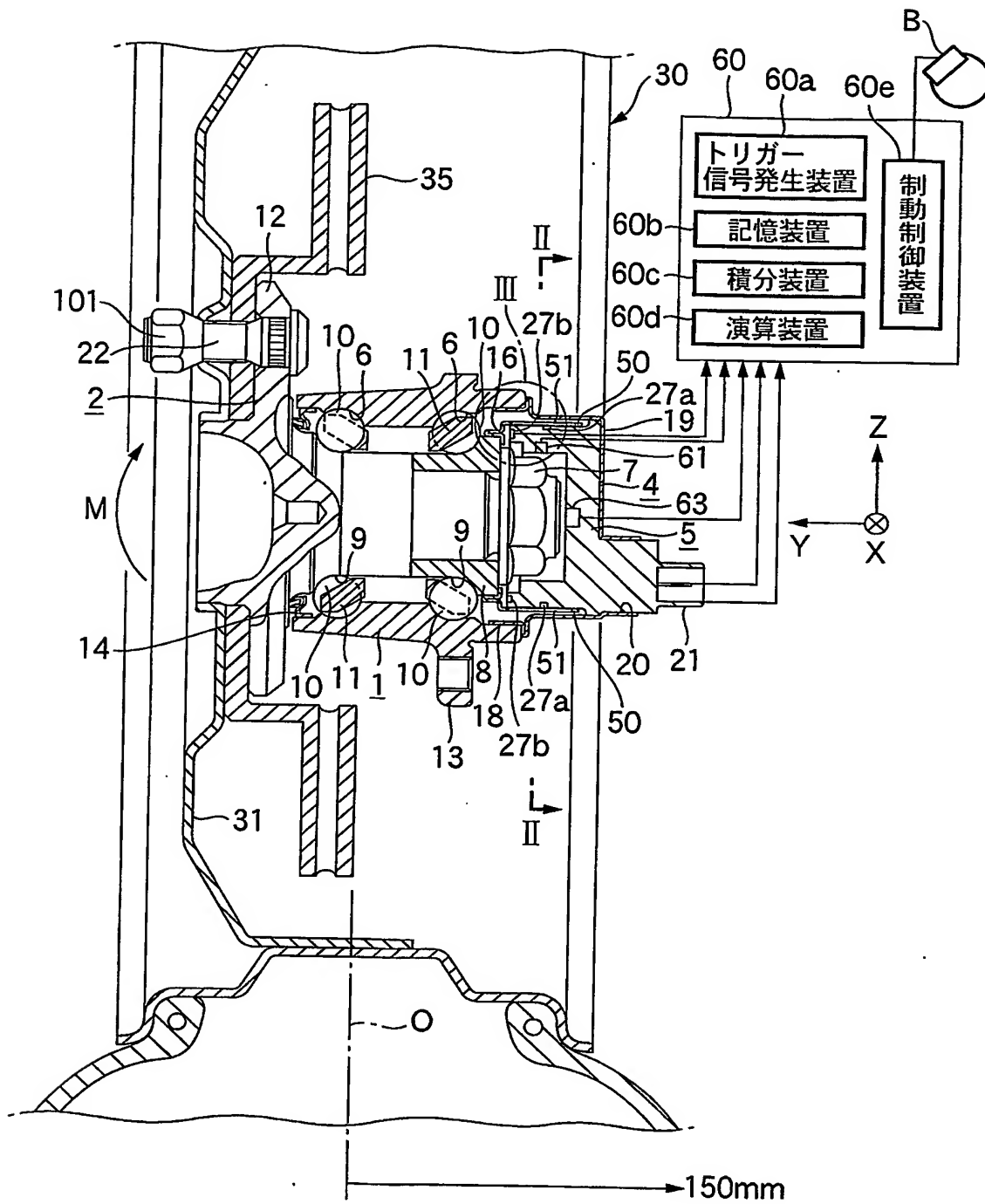
【図 53】



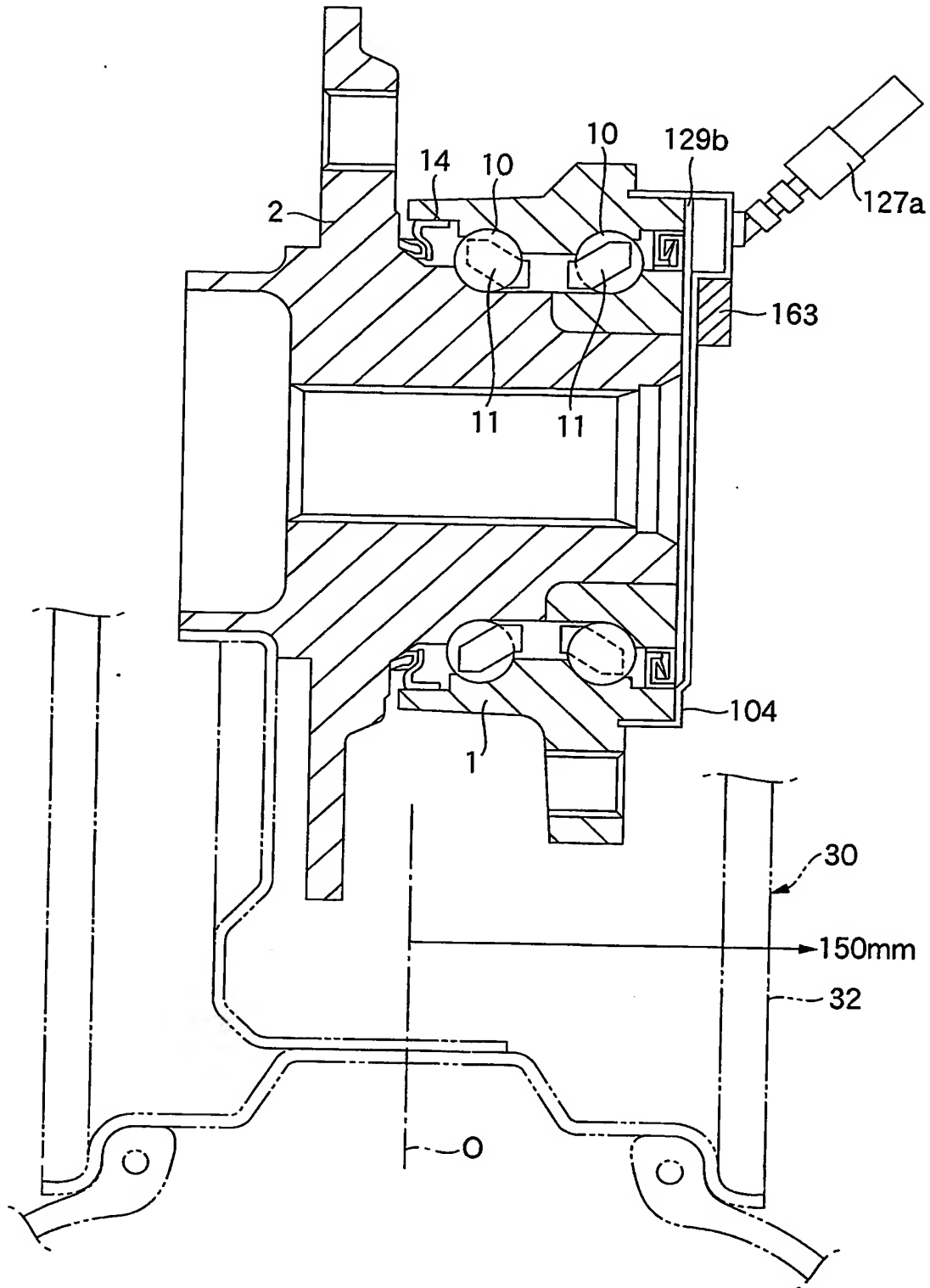
【図 5 4】



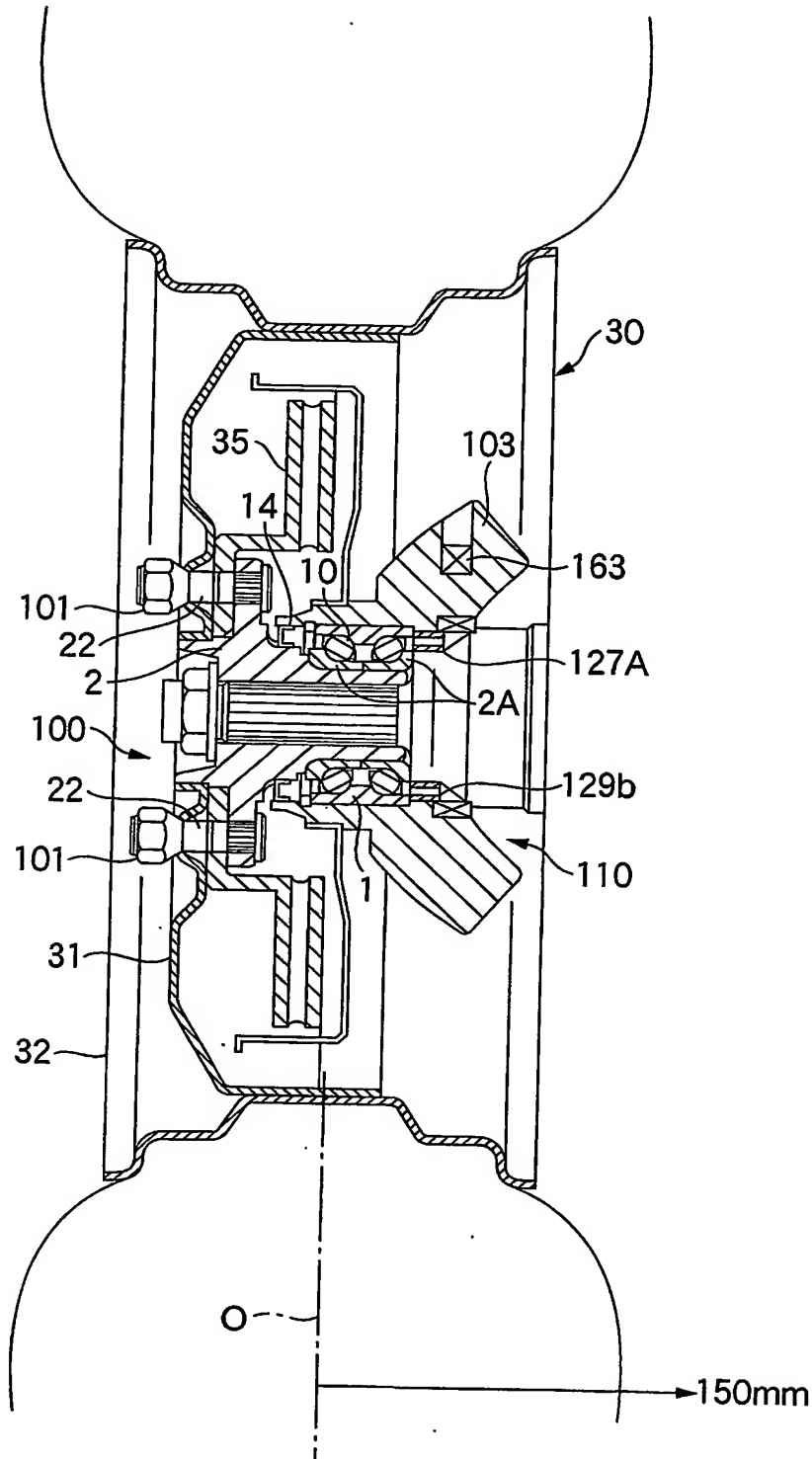
【図 55】



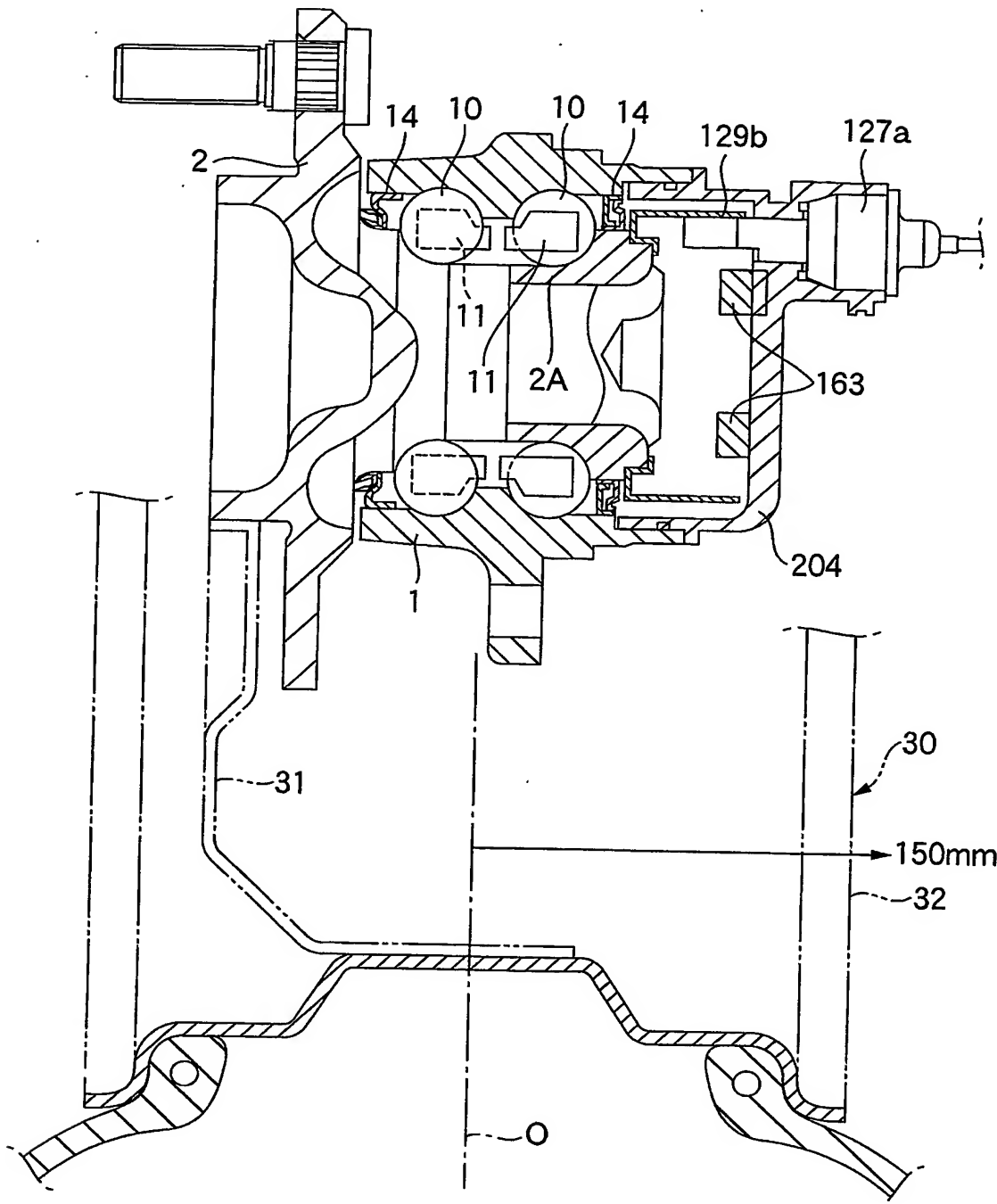
【図 56】



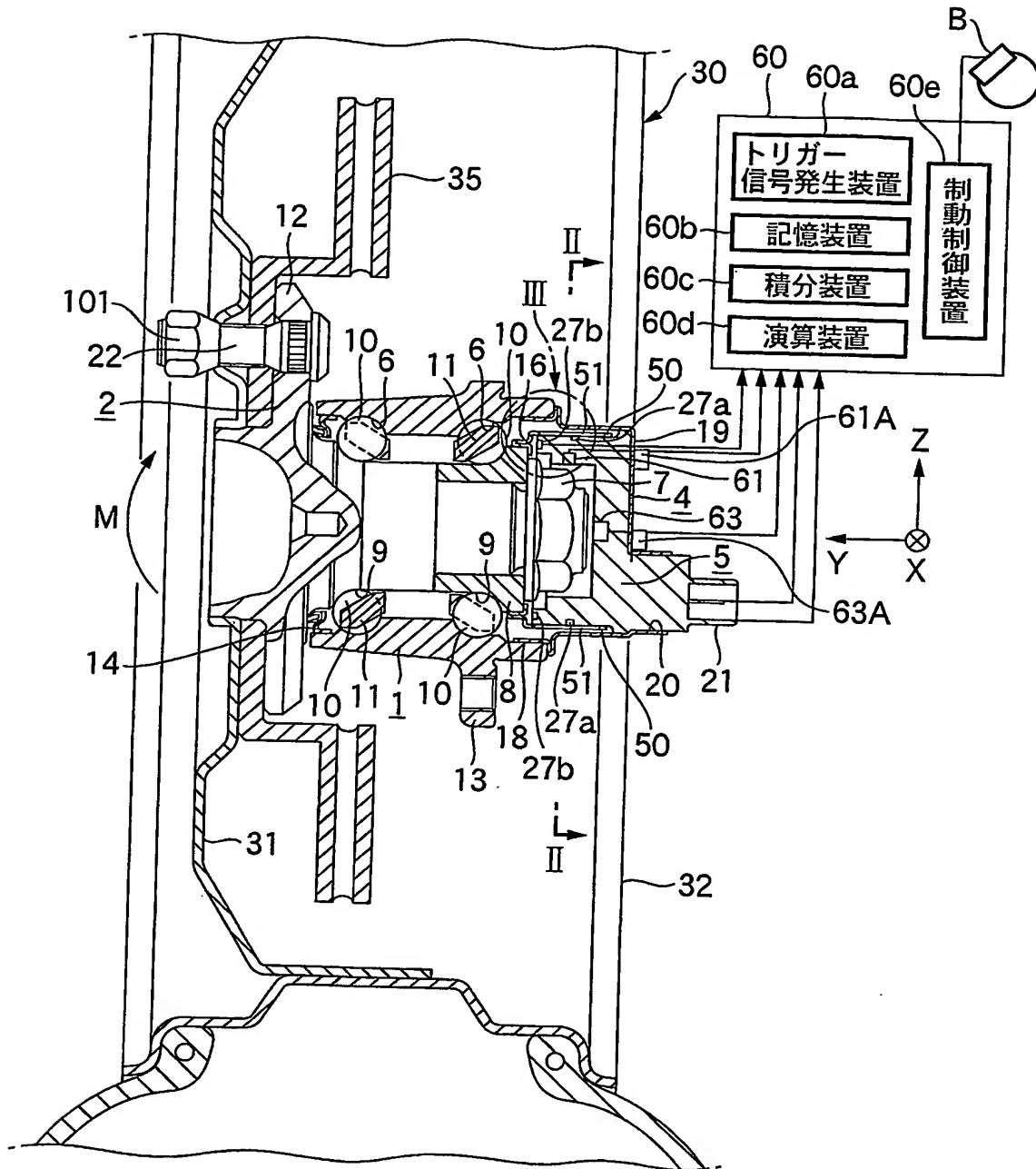
【図 57】



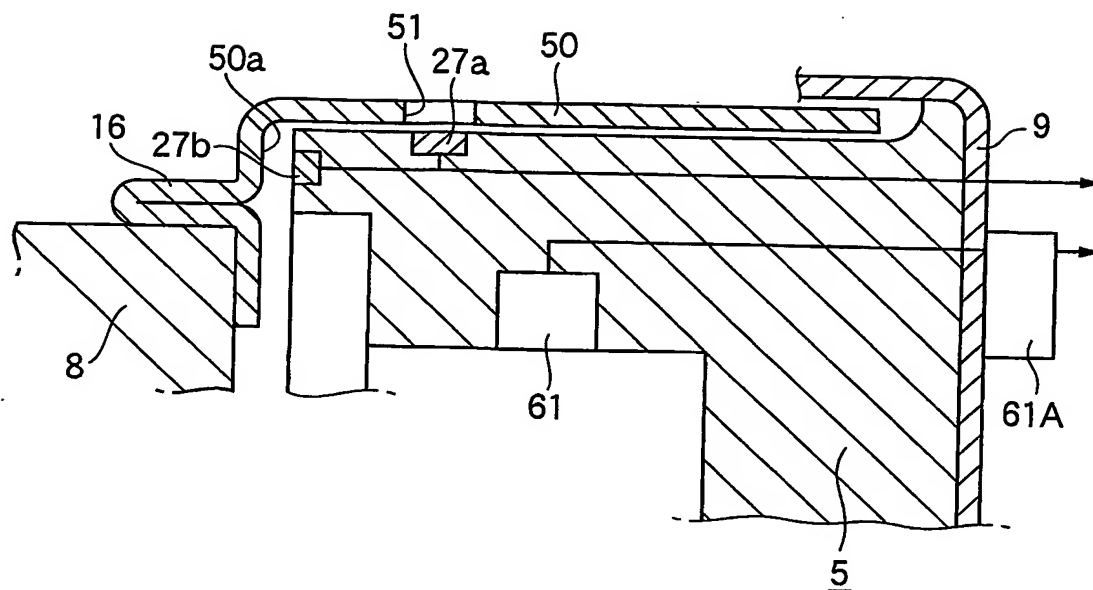
【図 58】



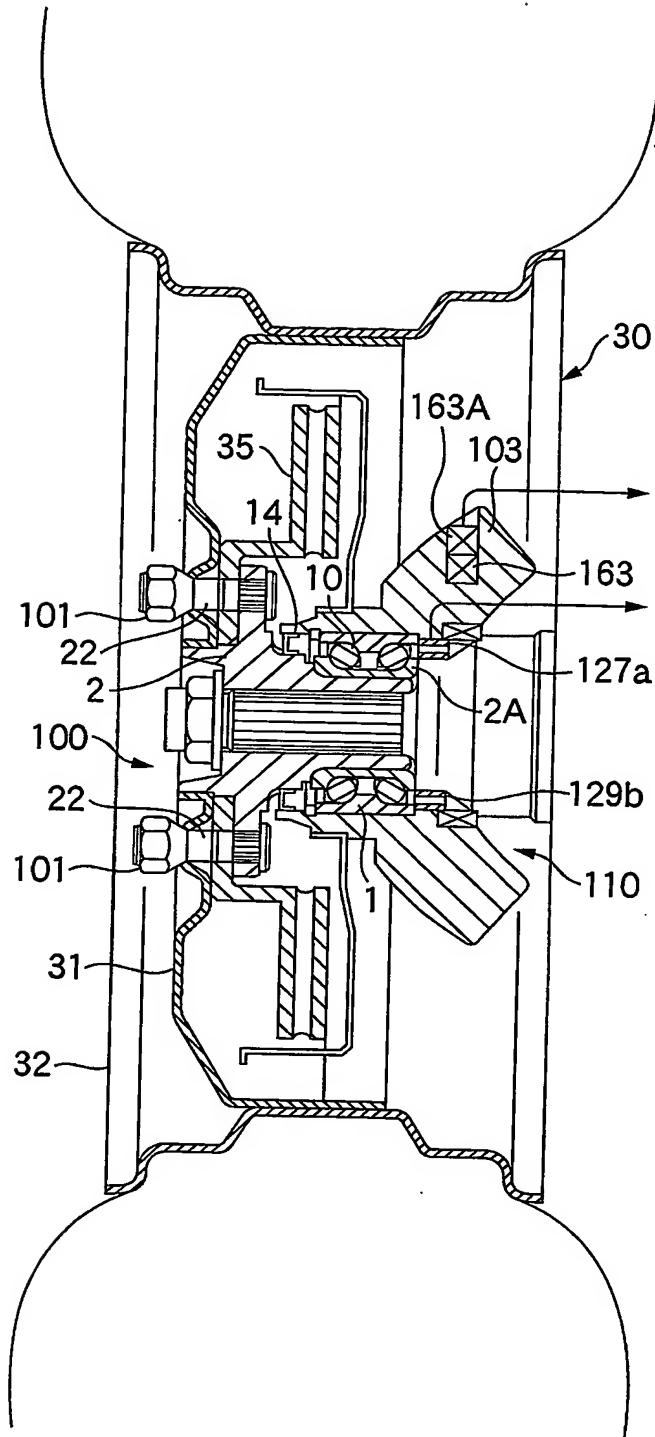
【図 59】



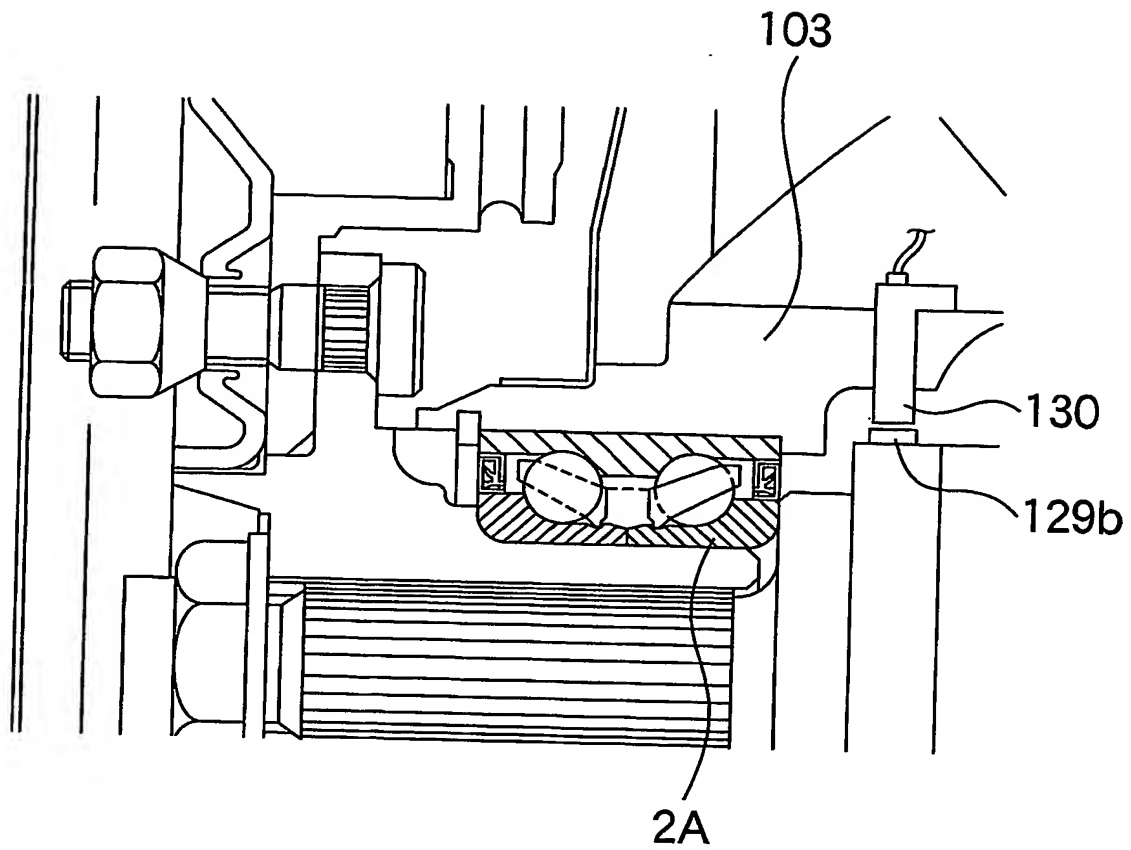
【図 60】



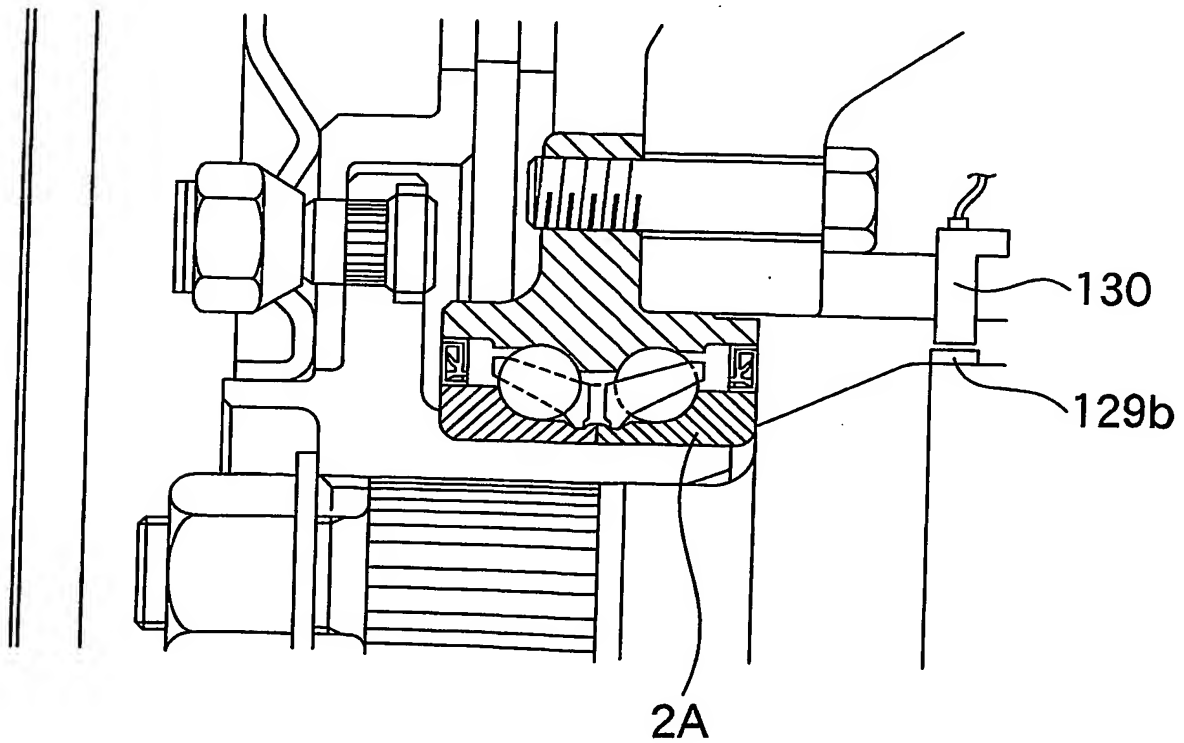
【図 61】



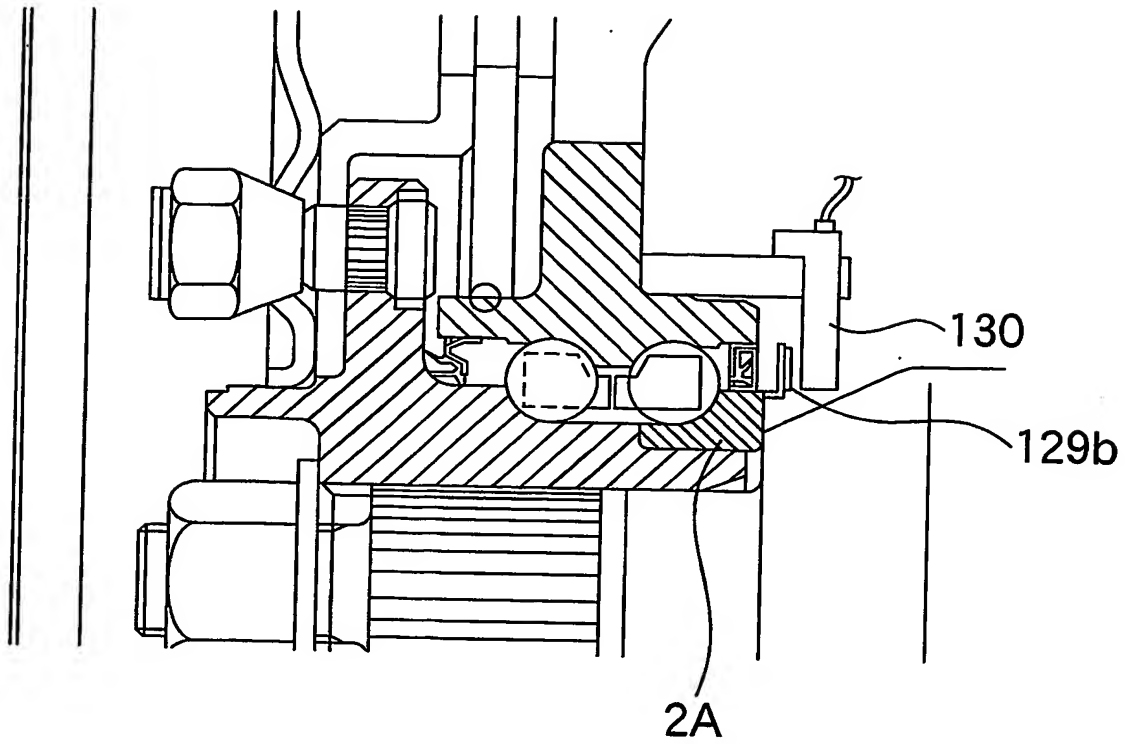
【図 6 2】



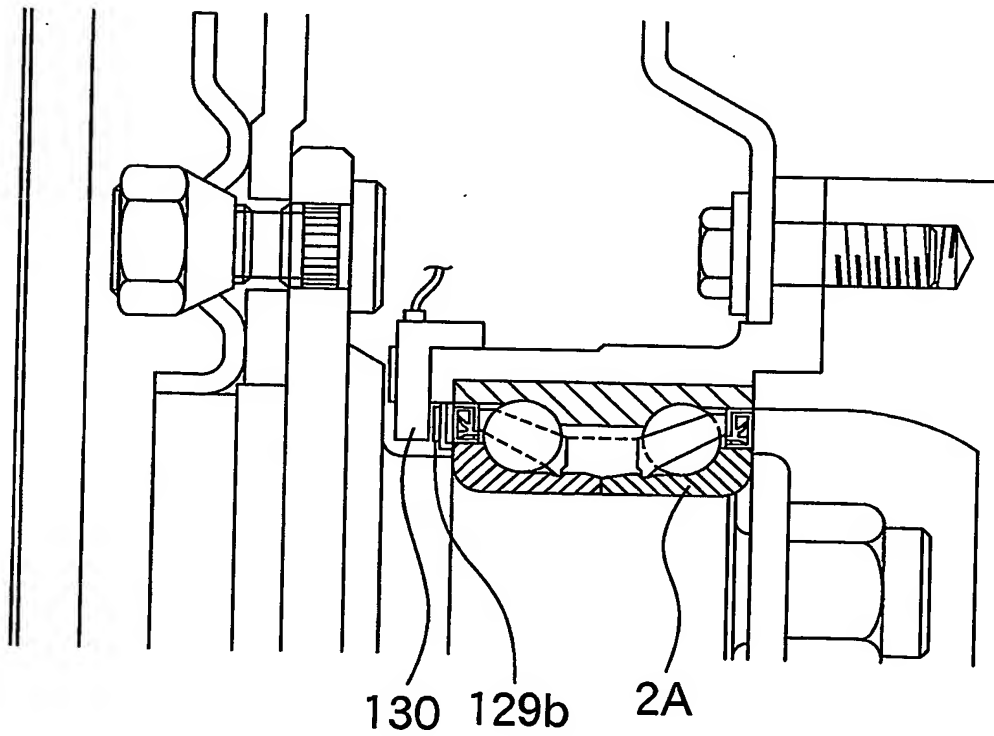
【図 6 3】



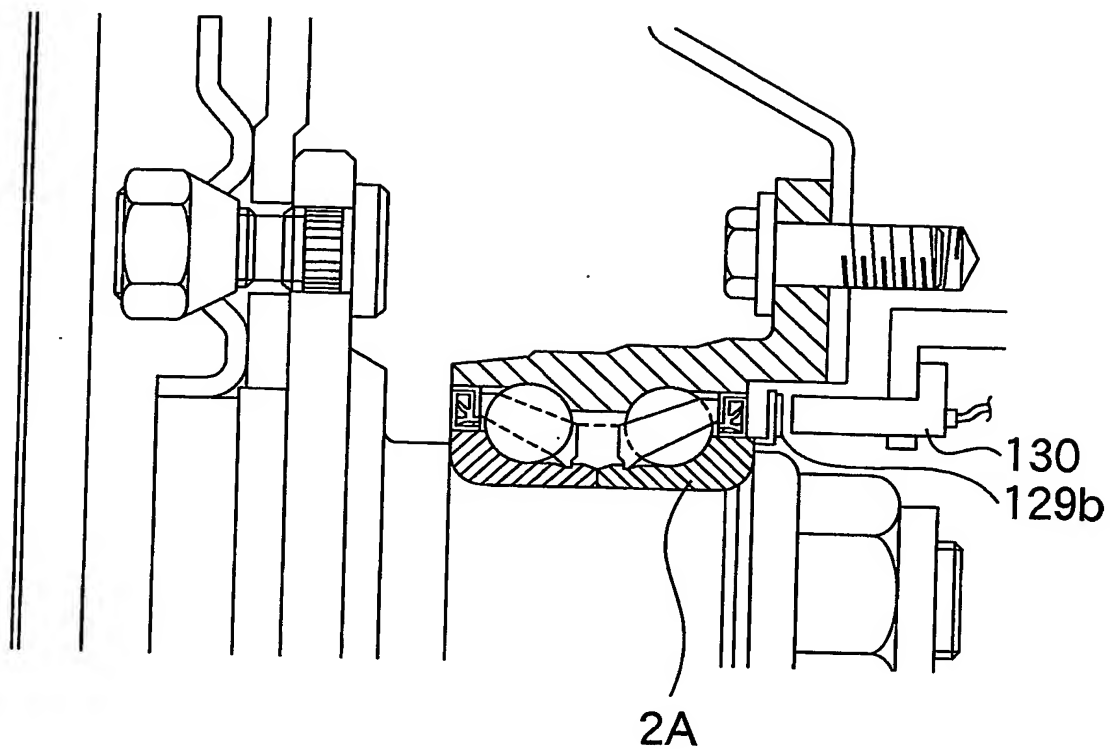
【図 6 4】



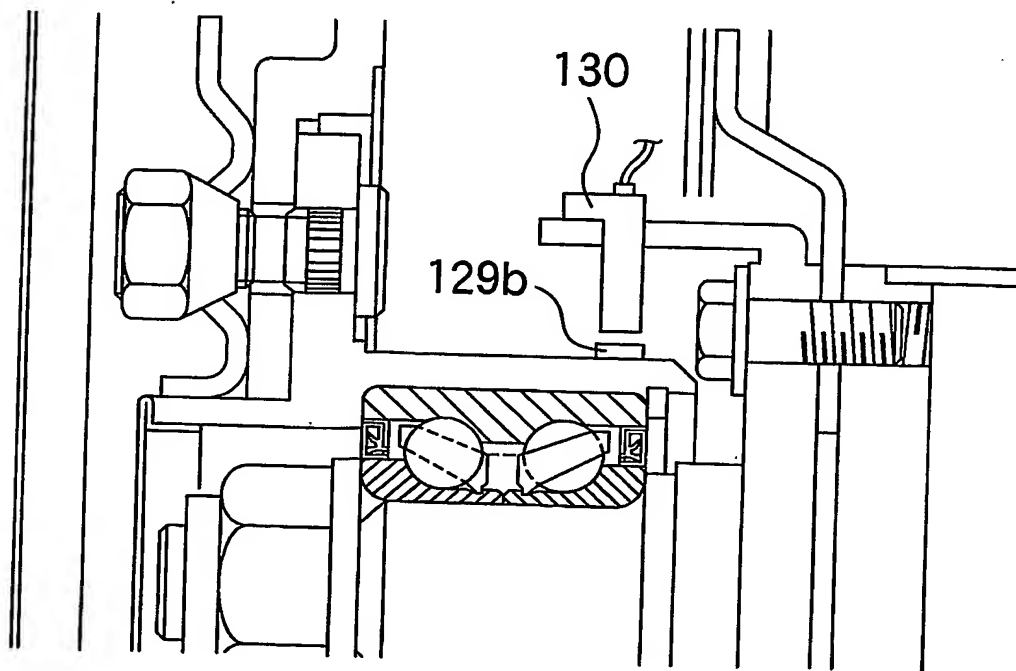
【図 6 5】



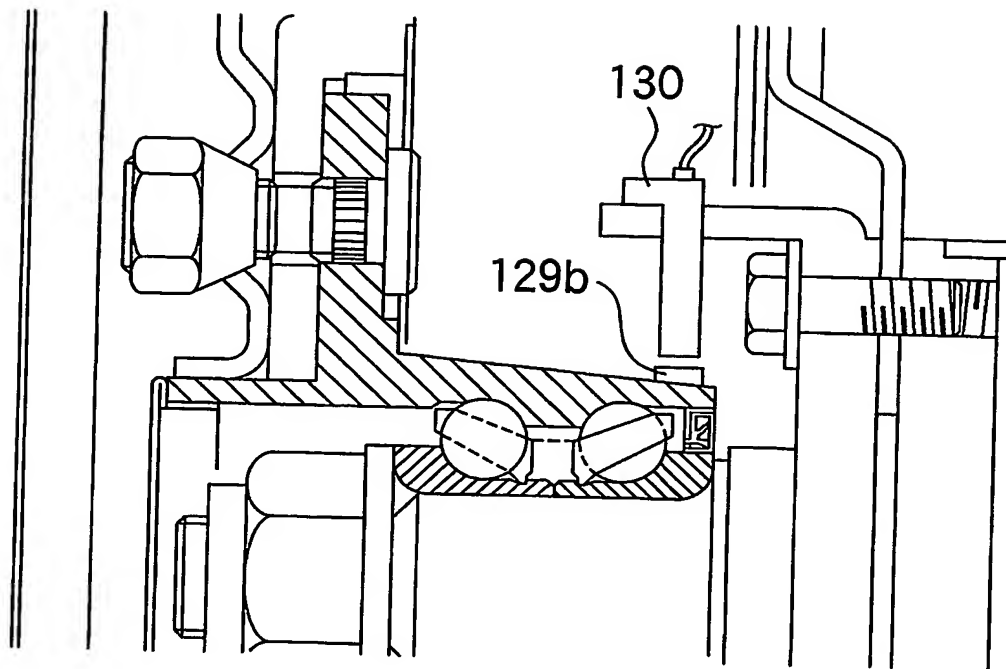
【図 66】



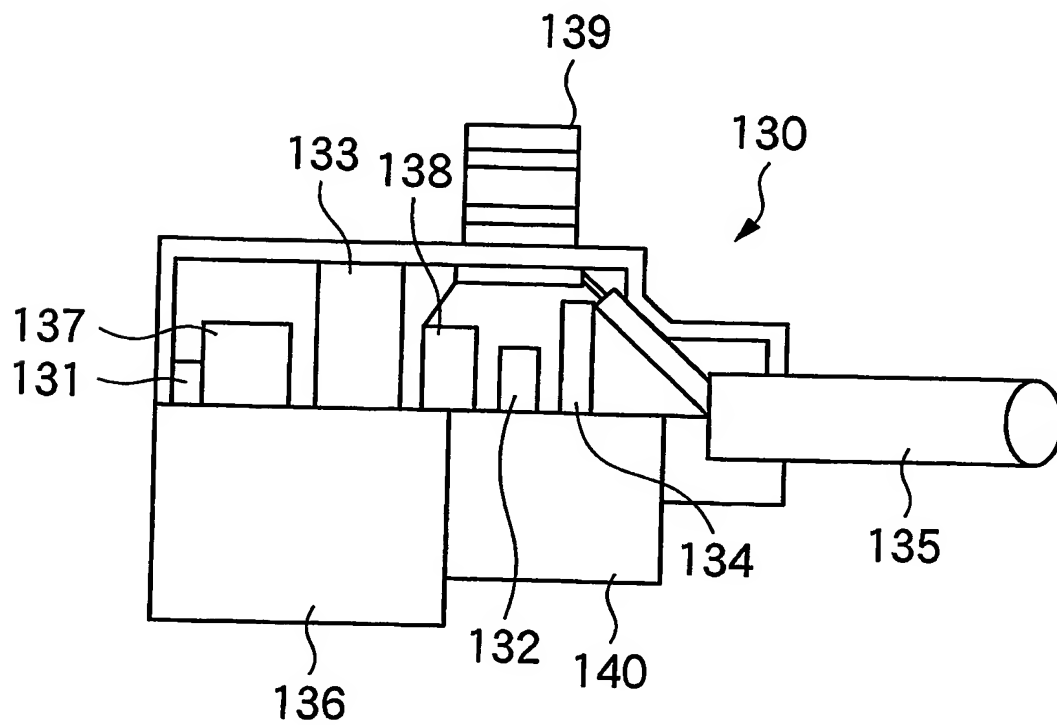
【図 67】



【図 68】



【図 69】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車輪のスリップ率を精度良く求めることができ、それにより車両の安定した走行をより適切に制御できるようにするスリップ率測定方法及び車両の制御方法を提供する。

【解決手段】 車輪支持部材であるナックルに取り付けられた転がり軸受ユニットを含む車軸ユニット 210 は、加速度センサと回転センサとが、一体化されたスリップセンサ 211 を有している。スリップセンサ 211 は、基底面に回転センサを配して、この回転センサは、回転部材 212 に取付けられたエンコーダ 213 に対向して配されている。そして、車両の走行時に、車輪の進行方向の進行加速度と回転角速度とを検出し、車両の走行時に各車輪の対地速度と各車輪のタイヤ半径と各車輪のスリップ率とを求める。

【選択図】 図1

特願 2003-366354

ページ: 1/E

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000004204]

1. 変更年月日

1990年 8月29日

[変更理由]

新規登録

住 所

東京都品川区大崎1丁目6番3号

氏 名

日本精工株式会社

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☒ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.